Inhaltsverzeichniss
des ersten
Maschinenbau Curses

48. 1930

Maschinen-bau

I Curs

vorgetragen

von

[erdinand]

F. Redtenbacher.

Carlsruhe 1848-49.

Einleitung.

Eine <u>mechanische</u> Veränderung kann entweder eine Ortsveränderung oder eine Formveränderung sein und zwar kann dieselbe wieder entweder von Naturkräften oder Menschenkräften hervorgebracht werden.

Zu der ersten Klasse gehören die Bewegungen der Dampfschiffe u. Dampfwagen

Beispiele zu der zweiten sind: das Schmieden des Eisens, und überhaupt der Metalle, bei welchen jedes Theilchen eine andere Lage erhält und daher die Form des Ganzen verändert wird

Außer diesen mechanischen Veränderungen können noch <u>chemische</u> vorkommen, bei welchen die Natur des Stoffs od. der Stoff selber eine Veränderung erleidet

Eine dritte Art ist die <u>organische</u> Veränderung welche zusammengesetzt ist aus mechanischen u. chemischen

Da die meisten Stoffe sich nicht da befinden, wo sie der Mensch braucht, auch nicht in der rechten Form u. in gehöriger Menge vorhanden sind, so muß dieser sie also erst dahin bringen, wo er sie haben will, muß ihnen die rechte Form geben u. sie in gehöriger Masse herbeischaffen und dieses ist im weitesten Sinne des Worts die Aufgabe der Technik. Da wir es hier blos mit der

Mechanik zu schaffen haben, so haben wir es auch blos mit den

den mechanischen Veränderungen zu thun.

Wenn irgend eine Veränderung hervorgebracht werden soll, so muß eine Kraft da sein, die diese bewirkt, und zwar nicht eine momentane, sondern eine Kraft, die den ganzen Weg hindurch wirkt. Da aber jede Kraft in der Natur immer innig und unzertrennlich mit einem Körper verbunden ist, so kann man auch sagen: Um irgend eine Veränderung in der Natur hervorzubringen muß ein Körper da sein, der die Kraft besitzt auf einen andern Körper einzuwirken.
Einen solchen Körper nennt man ein: Motor und im Verhältniß, als diese Kraft groß od. klein ist, unterscheidet man starke und schwache Motoren.

Ein Motor wirkt entweder direkt (unmittelbar) auf den zu verändernden Körper oder er wirkt indirekt (mittelbar). Unmittelbar wirkt er z.B. bei jeder Handarbeit. Mittelbar da wo man Werkzeuge anwendet. Da in vielen Fällen die menschliche Hand nicht hinreicht etwas zu verändern, so gebraucht man: Werkzeuge
Da man auch nicht alle Motoren unmittelbar auf die Werkzeuge wirken lassen kann um eine Arbeit zu vollbringen, so hat man ein Mittel nöthig, welches Mittel die Maschine ist.
Man könnte auch sagen ein complicirtes Werkzeug.

Soll eine Maschine gebaut werden, so muß vorerst der klare Gedanke, der Entwurf da sein, von dem was entstehen soll. Ist der Entwurf fertig, so muß dieser ausgeführt werden. Zu diesen beiden Arbeiten sind Kenntnisse nöthig, die aber sehr verschieden sind. Derjenige der die Maschinen ausführt braucht gar nichts von dem Entwurf zu, nicht einmal die Maschine selbst zu verstehen. Dagegen der welcher den Entwurf der Maschine macht muß sehr vieles von der Ausführung verstehen, um sie gut zu entwerfen.

Da wir in der Technik viele Größen als: Zeit, Raum u. Längendimensionen, Gewicht u. Kraft zu messen haben, so müssen wir für eine jede eine Einheit haben:

Die Zeit die in allen Länder gleiche Eintheilung hat: Der Tag in 24 Stunden
Die Stunde in 60 Minuten
Die Minute in 60 Sekunden

In der Regel nimt man die Sekunde als Zeiteinheit an, ausnahmsweise auch die Minute und bei sehr großen Größen zählt man auch wohl in Tage.

Anders ist es mit der Längeneinheit. Die ist in allen Ländern anders.

Wir nehmen hier das in Frankreich übliche Maaßsystem an, denn es ist das einzig allgemein bekannte.

In dem Maschinenbau ist zwar das engl. Maaß am verbreitetsten, allein da wir uns aber nicht blos als Mechaniker sondern als Techniker im allgemeinen betrachten, so bleiben wir bei dem französischen Maaßsystem.

Es ist im Maschinenbau aber auch gar nicht von großer Wichtigkeit, welches Maaßsystem man

man zu Grunde legt, da die meisten Regeln Verhältnißzahlen angeben.

Die Einheit des frz: Maßes ist der Meter
der Meter wird eingetheilt in 10 Decimeter
der Decimeter in 10 Centimeter
u der Centimeter in 10 Millimeter = 10/1000 meter.

Die Längendimensionen werden gewöhnlich in Meter, die Querdimensionen in Centi od. Millimeter gemessen. Die Einheit des Gewicht ist gewöhnlich das ℔ & Ctr, allein auch diese Einheiten stimmen nicht zusammen mit denen der übrigen Länder. Wir nehmen daher wieder das französische Kilogramm welches genau das Gewicht eines Cubic decimeter Wasser oder das eines Liter chemisch reinen Wassers von 0° Temperatur ist. Es ist auch ungefähr doppelt so groß als das ℔.

Grundlehren der Statik und Mechanik

Die Bewegung als Erscheinung, also ohne Rücksicht auf die bewegende Ursache.

Wir nennen einen Körper ruhig, wenn er seinen Ort nicht ändert. Bewegt, wenn er jeden Augenblick seinen Platz ändert.

Die Ruhe kann entweder absolut sein oder sie relativ. Absolut nennt man sie wenn der Körper im Raum seinen Platz gar nicht ändert. Relativ, wenn er in Beziehung auf einen andern Körper seinen Platz nicht ändert. So ist z.B. ein sitzender Mensch auf dem Dampfschiff relativ ruhig in Bezug auf das Dampfschiff aber nicht absolut r. denn er bewegt sich mit dem Dampfboot fort. Ebenso kann auch die Bewegung entweder absolut o.

relativ sein, je nachdem sie auf einen festen Punkt oder auf einen schon bewegten Körper bezogen wird.
Dasjenige was sich bewegt ist entweder ein Körper oder ein System von Körpern.

Die Bahn eines Körpers kann entweder sein

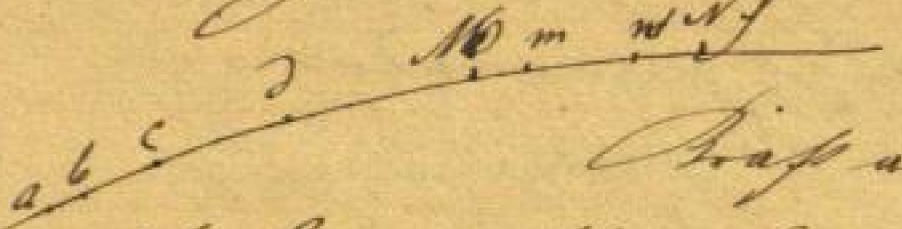
1 frei, wie die des Wassers
2, Gezwungen, wie die eines Maschinentheils
3 Zurückkehrend, wie die unserer Erde
4. Fortlaufend, wie die der Planeten.

Alle Bewegungen die im Maschinenbau vorkommen sind gezwungene. Fragt man also welche Bahn ein Punkt macht, so ist dies eine rein geometrische Aufgabe. Unsere jetzige Aufgabe ist zu finden welche Geschwindigkeit ein Körper an irgend einem Ort seiner Bahn hat.
Wir nennen seine Bewegung gleichförmig, wenn der Bewegungszustand des Punktes in jedem Augenblick derselbe ist, oder wenn in gleichen Zeiten gleiche Wege durchlaufen werden.

Ist C der Weg den 1 Punkt in 1 Secunde zurücklegt und S der Weg den er in T Sekunden zurücklegt so ist $S = CT$. C nennen wir das Maaß der Geschwindigkeit und es ist $\frac{S}{T}$

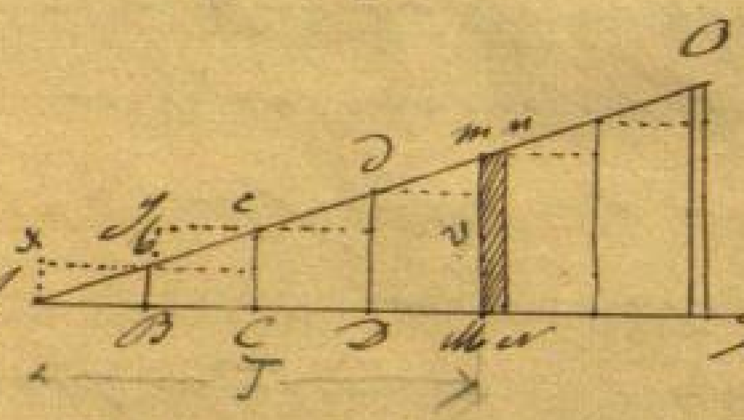
Ungleichförmig ist eine Bewegung wenn in gleichen Zeiten ungleiche Wege durchlaufen werden. Diese Bewegung kann wieder entweder beschleunigt (wachsend) oder auch verzögert sein. Ist die Bewegung erst beschleunigt und dann abnehmend und wiederholt sich, so heisst man sie periodisch. Denkt man sich ein Körper lege in der ersten Sekunde den Weg, ab, in der zweiten bc u. s. w. zurück, so

Will man wissen welche Geschwindigkeit er in M hat. Wenn er in M plötzlich



die bisher auf ihn gewirkte Kraft aufhört zu wirken, so geht er mit der in M erlangten Geschwindigkeit gleichförmig fort. Es sei M n der Weg den er von M aus in 1 Sekunde zurücklegt, so ist M n die gesuchte Geschwindigkeit. Kann man die Zeit messen die er braucht um den Weg M n zurückzulegen so findet man seine Geschwindigkeit in M, wenn man das sehr kleine, als gleichförmig zurückgelegt angesehene Stück M m durch die Zeit dividirt

Wir wollen hier die gleichförmig beschleunigte Bewegung betrachten, bei welcher in gleichen Zeiten die Geschwindigkeit um gleichviel zunimmt.



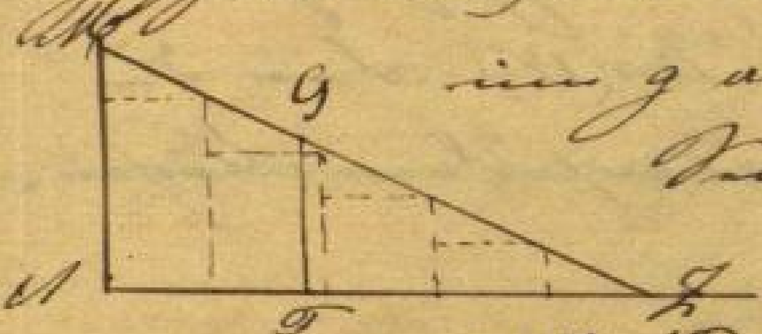
Denken wir uns die Sekunden durch die Linien AB, BC, CD etc und die Geschwindigkeiten durch die Linien Bb, Cc, Dd etc vorgestellt so stellt das Dreieck AbB den Raum AB·Bb = 1·v den der Körper in der ersten Sekunde zurückgelegt hat. In der 2. Zeitsekunde hat der Körper die doppelte Geschwindigkeit und der zurückgelegte Raum wird vorgestellt durch das Rechteck CBγc etc. Da die Sekunden sehr klein sind und wir dann Δ weglassen können so fallen die Δ Axb, byc gegen die andern hinweg und wir können sagen der in der Zeit AZ = T zurückgelegte Raum wird vorgestellt durch das Δ AZO.

Es sei wieder T die Zeit, s der in der Zeit T zurückgelegte Weg, v die Geschwindigkeit in m/s und g die Zunahme ne Geschwindigkeit in jeder Sekunde, so ist

$AM = T$, $Mm = V = gT$ und $S = AM \times Mm \frac{1}{2} =$

$T . g . T . \frac{1}{2} = \frac{1}{2} g T^2$; $S = \frac{1}{2} g T^2$

Bei der gleichförmig abnehmenden Bewegung können wir uns vorstellen der Körper habe die Geschwindigkeit C und nehme in jeder Sekunde



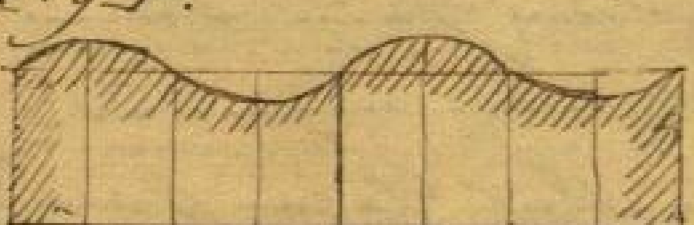
um g ab so ist wenn $AF = T$, $AM = C$ ist seine Geschwindigkeit v in $G = C - gT$ und sein zurückgelegter Raum

$= (AM + FG) \frac{AF}{2} = (C + v) \frac{T}{2} = (C + C - gT) \frac{T}{2} = \frac{2CT}{2} - \frac{gT^2}{2}$

$S = cT - \frac{gT^2}{2}$

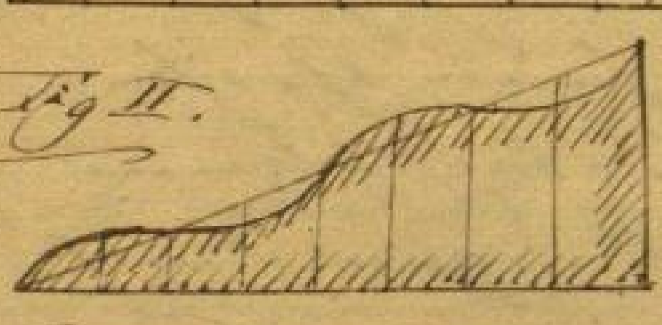
Auf diese Weise kann man auch die periodische Bewegung graphisch darstellen, wenn man nämlich auf der Abscisse die Zeiteinheiten, und als Ordinaten die zugehörige Geschwindigkeiten aufträgt.

Fig I.



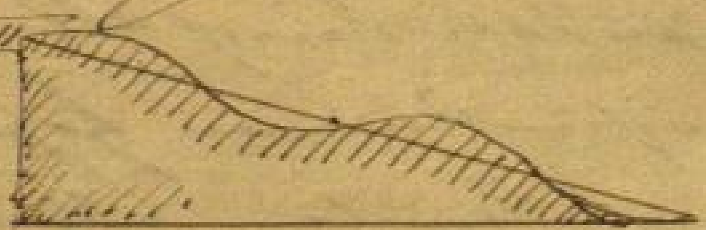
So stellt sich z.B. eine ganz einfache periodische Bewegung so dar. Eine andere periodische Bewegung ist in Fig II dargestellt die ist fortwährend beschleunigt.

Fig II.



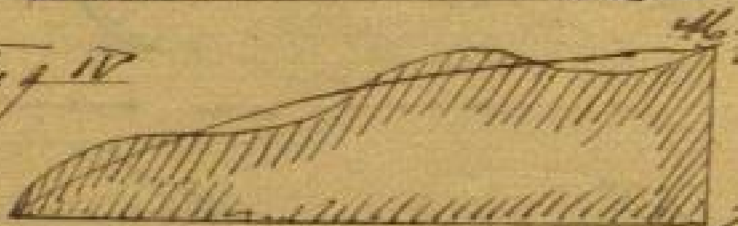
Man kann sagen es ist eine Modification der beschleunigten Bewegung.

Fig III



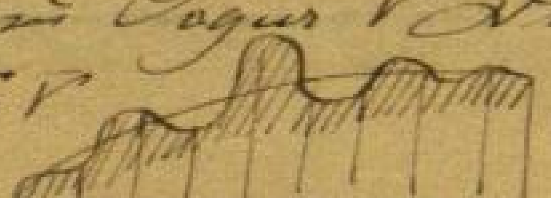
Eine andere ist abnehmend periodisch beschleunigt und ist in Fig III dargestellt.

Fig IV



Eine 4te Bewegung ist die in Fig IV dargestellte, mit welcher die meisten Maschinen also sie in Gang sind umlaufen. Es kann aber auch sein, dass die Bewegung ungleichförmig periodisch ist. Dann stellt sie sich ein in Figur V dar. Will man eine solche Bewegung

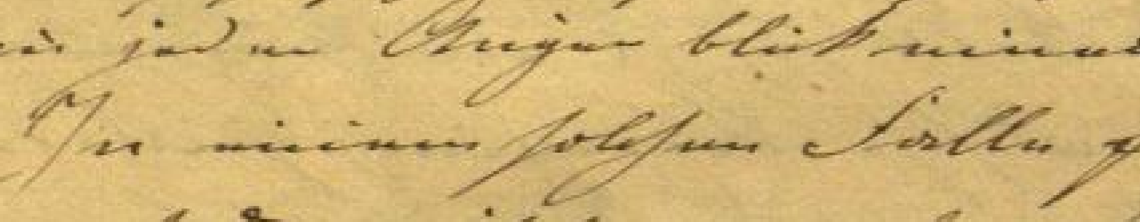
Fig V



als Curve darstellen, so muss die Geschwindigkeit als Funktion der Zeit bekannt sein.
Will man dann wissen welchen Weg der Körper in einer bestimmten Zeit bis zu einem gewissen Punkt zurückgelegt hat, so braucht man alsdann blos den Flächeninhalt, wie früher gezeigt wurde zu berechnen; so ist z. B. der Weg Fig (IV) den der Körper in M zurückgelegt hat gleich dem Flächeninhalt AZz.

Ueber den wahren mittleren Werth einer veränderlichen Grösse.

Ist irgend etwas unveränderlich, so braucht man blos einmal zu sagen was es ist, so weiss man es für immer. Ist der Gegenstand aber veränderlich, so ist es sehr schwer seine Grösse anzugeben, da sie in jedem Augenblick eine andere sein kann. In einem solchen Falle frägt man immer nach der mittleren wahren Grösse des Gegenstands, die man findet, wenn man seine Grösse eine Zeitlang regelmässig beobachtet und die Summe dieser Beobachtungen durch die Anzahl dividirt. Nehmen wir z. B. an wir hätten den Barometer einen Tag durch alle Stunden beobachtet und die gefundenen Höhen als Ordinaten zu den zugehörigen Zeiten abgetragen und folgende Curve erhalten, so nennen wir

M

A Z

denjenigen Barometerstand MA den mittleren der mit der Curve denselben Flächeninhalt hat. Ist F der Flächeninhalt der von der Curve eingeschl-

schlossenen Mittel, so ist also P = AM × Md und
man findet also den wahren mittleren Barometerstand
AM, wenn man die Flächeninhalt P od. die Summe
aller Beobachtungen, durch Md od. die Anzahl der
Beobachtungen dividirt.

Man kann im allgemeinen sagen der mittlere
Werth einer Reihe ist derjenige der am Ende
dasselbe Resultat hervorbringt.

Drehende Bewegung

Wenn sich der Körper MNPQ um
die feste Axe AX dreht, so sagt man
er habe eine drehende Bewegung. Es sei
PQ = 1, so nehmen wir als Maaß der dreh.
Bewegung denjenigen Raum an, den der
Punkt P in der Entfernung 1 und der Zeit 1
zurücklegt. Da wir aber nimmer nur auf einen
bestimmten Punkt P beziehen müssten, da der Punkt M zb eine ⟨?⟩ Geschw. hat, so geben
wir nur die Winkelgeschwindigkeit an d.h. den Winkel
und den sich die Linie PQ in einer gewissen Zeit
dreht. Und da wir in dem Maschinenbau es blos
mit ganzen Umdrehungen zu thun haben so geben
wir die drehende Geschwindigkeit zb eines Rades
durch die Anzahl Umdrehungen in 1 Minute
an.

Bestimmung der relativen Geschwindigkeiten.

Angenommen es bewegten sich 2 Körper A u. B

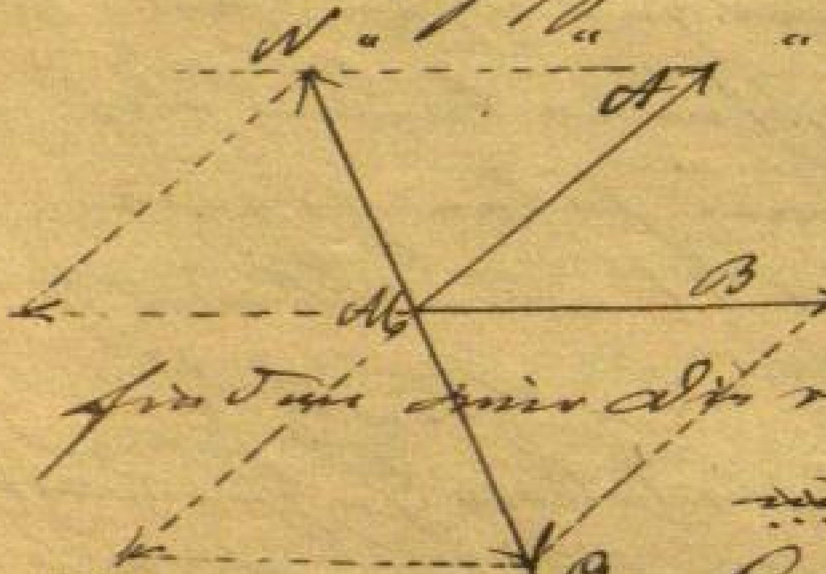
mit den absoluten Geschwindigkeiten
$\left(\frac{A}{a}\right)$ u $\left(\frac{B}{a}\right)$ nach einerlei Richtung fort, so nennen
wir den Weg den zb. B gegen A zurücklegt die
relative Geschw. von B gegen A. Wir denken uns
also A dabei ruhig und suchen nun die Annäherung
oder Entfernung des B von dem A, d.h. die absolute Geschw. v. B
gegen A.

Wir können uns dies auch so versinnlichen. Es werde beiden Körpern die Geschw. $\left(\frac{A}{a}\right)$ in entgegengesetzte Richtung mitgetheilt so ist A ruhig und B bewegt sich also mit der Differenz $\left(\frac{B}{b}\right)-\left(\frac{A}{a}\right)$ von A hinweg und diese Geschwindigkeit ist dann seine relative Geschwindigkeit gegen A. Ebenso finden wir die relative Geschwindigkeit von A gegen B wenn wir uns beiden Körpern eine Geschwindigkeit $\left(\frac{B}{b}\right)$ in entgegengesetzter Richtung mitgetheilt denken. Es wird dann B in Ruhe sein und der Körper A wird sich mit relativer Geschwindigkeit $\left(\frac{B}{b}\right)-\left(\frac{A}{a}\right)$ von B wegbewegen, oder er wird sich mit der rel. Geschwindigkeit $\left(\frac{A}{a}\right)-\left(\frac{B}{b}\right)$ gegen B hinbewegen je nachdem $\frac{B}{b}$ od. $\frac{A}{a}$ größer ist. – Ebenso ist leicht einzusehen.

Daß man die Summe der absoluten Geschwindigkeiten beider Körper nehmen muß um deren relative Geschwindigkeiten zu finden, welche eine Richtung hat je nachdem man die von A gegen B od. die von B gegen A verlangt

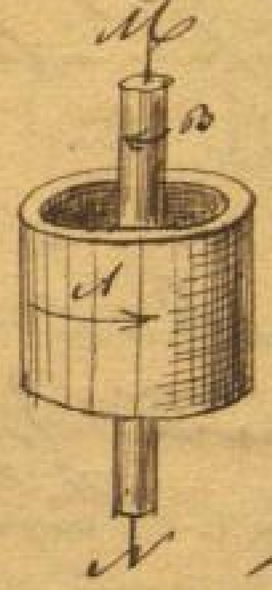
rel. Geschw. von B gegen A $= \left(\frac{B}{a}\right)+\left(\frac{A}{a}\right) \longrightarrow$

" A " B $= \left(\frac{A}{a}\right)+\left(\frac{B}{a}\right) \longleftarrow$



Hat aber A eine Geschw. $\left(\frac{A}{a}\right)$ nach MA zu und B eine $\left(\frac{B}{a}\right)$ nach MB finden wir die relative Geschw. B gegen A wenn wir ~~uns~~ den beiden Körpern eine Geschwindigkeit $\left(\frac{A}{a}\right)$ in der Richtung AM ertheilt denken. Der A bleibt alsdann in Ruhe, allein der B hat eine Geschw. $\left(\frac{B}{a}\right)$ nach MB und eine $\left(\frac{A}{a}\right)$ nach AM zu. Er geht also mit der Resultierenden relative Geschwindigkeit MO von A hinweg. Ebenso findet man MN als relative Geschwindigkeit von A gegen B.

Die 2 relativen Geschwindigkeiten sind also gleich aber entgegengesetzt.



Nun kann es aber auch sein, daß A eine Winkelgeschwindigkeit von $\left(\frac{A}{a}\right)$ Umdrehungen in der Minute in einer Richtung um die Axe MN und B eine entgegengesetzte von $\left(\frac{B}{b}\right)$ Umdrehungen in der Minute, haben, so finden wir wieder die relative Geschwindigkeit von A gegen B wenn wir beiden Cylindern eine dersb. Bewegung von $\left(\frac{B}{b}\right)$ Umdrehungen in der Minute ertheilen und in der Richtung des A dann die absolute Geschwindigkeit von A gegen B suchen, welche ist die relativen Geschw. von A gegen B $= \left(\frac{B}{a}\right)+\left(\frac{A}{a}\right) \longrightarrow$ und der von B gegen A $= \left(\frac{A}{a}\right)+\left(\frac{B}{a}\right) \longleftarrow$

Hat aber B eine gleiche Richtung nicht so ist seine rel. Geschw. $= \left(\frac{A}{a}\right)-\left(\frac{B}{a}\right)$ Umdrehungen in 1 Minute und die von A gegen B, $\left(\frac{B}{a}\right)-\left(\frac{A}{a}\right)$ Umdrehungen.

Die Bewegung mit Rücksicht auf die bewegende Ursache.

Hierbei haben wir uns eine deutliche Vorstellung von Masse und Kraft zu machen.

Wir erkennen die Existenz eines Körpers blos durch seine Eigenschaften und Wirkungen, die er auf unsere Sinne ausübt. Diese Eigenschaften können aber sehr verschiedener Art sein z.B. glatt rauh durchsichtig undurchsichtig etc. Diese Eigenschaften gehören jedoch ganz und gar nicht zur Existenz der Körper, denn wir können einen Körper denken, der ganz und gar keine dieser Eigenschaften besitzt. Es gibt jedoch eine Eigenschaft ohne die wir uns keinen Körper denken können und die ist das Beharrungsvermögen oder die Trägheit, und diese Eigenschaft nennen

nur eine materielle Eigenschaft. Vermöge dieser
Eigenschaft des Beharrungsvermögens gehen alle
Veränderungen und alle Bewegungen in der
Welt mit Regelmäßigkeit, und vermöge dieser
Trägheit ist es auch möglich, daß längere Ruhe-
zeiten vorkommen. Dasjenige ~~unbekannte~~ dem Wesen, was
unbekannte Wesen, welches eine solche Veränderung sowohl im Körper
selbst oder auch mit dem Körper bewirkt nennen
wir eine Kraft. Die Menge dessen, was die
Trägheit, das Vermögen in demselben Zustand zu
beharren, besitzt nennen wir die Masse eines
Körpers. Wenn 2 Körper von denselben Kräften
auf ganz gleiche Weise bewegt werden und ihre
Bewegungen sind ebenfalls identisch, so sagen wir
sie haben gleiche Massen. Und auf diese Weise
sind wir also in Stand gesetzt 2 Massen mit einander
zu vergleichen d.h. die Massen zu messen.

Die Masse od. die Menge des Trägen ist nicht
veränderlich, man darf sie hinbringen wo man will,
so kann sie nicht zu Nichts werden oder größer werden,
denn es müßte sonst etwas in Nichts übergehen und
Nichts in Etwas übergehen können. Ob wir z.B.
einen Stein als ganzes Stück haben oder ob wir ihn
zerkleinern, d. ist alles eins, die Masse des Steins
bleibt immer dieselbe.

Eine Veränderung des Körpers wird immer
entweder durch Zug, d.i. Attraction (Anziehung) oder
Repulsion (Abstoßung). Wenn zwei Körper nicht
in Contact mit einander stehen und doch anziehend
auf einander wirken, so sagt man sie werden
durch Attraction verändert, stoßen sie sich ab ohne

in einigen Contact zu stehen, so wirkt die Repulsion.

Wollen wir irgend eine Kraft oder die Wirkung einer Kraft betrachten, so müssen wir
1, den Angriffspunkt kennen d.h. den Punkt auf welchen die Wirkung ausgeübt wird. Sodann müssen wir die Richtung der Kraft kennen. Ist der wirkende Punkt selbst gegeben, so stellt die Verbindungslinie der beiden Punkte die Richtung der Kraft. Sodann muß die Intensität der Kraft bekannt sein. Als Einheit der Intensität wird die Kraft angenommen, die so groß ist, als das Gewicht von einem Kilogramm.

Es braucht keine Kraft Zeit um ihre Wirksamkeit von einem zum andern Punkt zu übertragen. Denken wir uns einen Körper plötzlich in den Raum versetzt, so ist in ein und demselben Moment auch seine Wirkung auf alle um ihn herum sich befindenden Körper da. Wenn sich aber überhaupt eine Kraft äußern soll, so müssen zwei Körper da sein, und diese 2 Körper wirken dann immer auch wechselseitig ein. Es ist nicht möglich daß der eine den andern anzieht od. abstößt, ohne daß es der andere auch thut, und zwar mit gl. Kraft welchen Satz schon Newton unter den Worten:

Action ist immer gleich Reaction, ausspricht. Dieser Satz gilt aber nicht blos für Körper die sich im Contact mit einander stehen, sondern er gilt auch für unmittelbar auf einander einwirkende. So zieht z.B. das Pferd so stark, als der Wagen am Pferd. – Wenn wir nach dem Sitz der Kräfte forschen, so finden wir, daß diese in den kleinsten

Theilchen der Körper stetzen so wirkt nicht ein Punkt eines Körpers auf einen einzigen Punkt eines andern Körpers, sondern es wirken alle Punkte des Einen auf alle Punkte des andern ein.

Wenn wir einen Körper von einem Ort zum andern bewegen wollen, so hängt der dazu gehörige Kraftaufwand nicht blos von dem Gewicht des Körpers sondern auch von dem Weg durch den er gebracht werden soll ab. Die Kraft allein bringt keine Thätigkeit, die Bewegung allein bringt auch keine Thätigkeit hervor, sondern blos ihr gleichzeitiges Zusammenwirken bringt eine Wirkung eine Thätigkeit hervor. Wir müssen daher das Maaß der Intensität einer Kraft nach dem Produkt der Kraft in den Weg durch den sie wirksam war, beurtheilen. Denken wir uns eine Kraft P, die durch den Weg S gleichförmig gewirkt hat, so ist das Produkt PS die Wirkung der Kraft P, die wir mit W bezeichnen wollen so ist also $W = PS$. Man nennt W auch die Arbeitsgröße von P, welches Wort ganz gut ist, wenn es sich um menschliche Arbeiten handelt. allein bei den Thätigkeiten die in der freien Natur vorkommen (Lauf der Planeten etc) läßt es sich nicht wohl brauchen, wir bleiben deshalb bei dem Wort Wirkung, womit wir also wie schon oben gesagt das Produkt PS bezeichnen. und zwar drücken wir P durch Kilogramm und S durch Meter aus und sagen dann die Wirkung ist PS und zwar Kilogrammmeter.

Als Einheit der Arbeit, nehmen wir die Wirkung an die nothwendig ist um 1 Kilogramm über die Höhe von einem Meter zu heben. – Die Wirkung die einer gewissen Arbeit entspricht ist ganz unabhängig von der Zeit, in der sie verrichtet wird. Wenn aber eine Arbeit nur durch lange Dauer der Kraft vollbracht gemacht werden kann, und es wird gefordert, daß eine Maschine in einer bestimmten Zeit eine gewisse Arbeit verrichtet, so muß die Wirkungsgröße auf den bestimmten Zeitintervall, wodurch dann die Maschine ihre Arbeit verrichten kann.

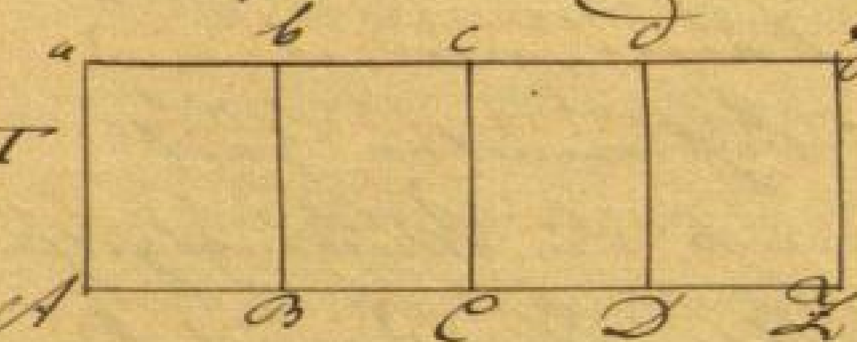
Wir nennen die Wirkungsgröße, die in einer Secunde nöthig ist, um eine gewisse Arbeit zu verrichten den Effect und bezeichnen sie mit E. Es ist also, wenn wir V die Geschwindigkeit nennen, mit der, der zu bewegende Körper fortgebracht wird. E = P.V. Da aber für E gewöhnlich ungeheure Zahlen herauskommen, von denen wir uns keine richtige Vorstellung machen können, so so nehmen wir die Pferdekraft als größte Einheit des Effects an. Die Pferdekraft wird geschätzt auf 75 Kilogrammeter d.h. Ein Pferd ist im Stande in einer Secunde 75 Kilogramm über einen Meter hoch zu heben.

Auf diese Weise können wir also die Wirkungsgröße ~~einer~~ Kraft und den Effect einer Maschine berechnen, wenn die Bewegung des Körpers oder der Maschine gleichförmig ist.

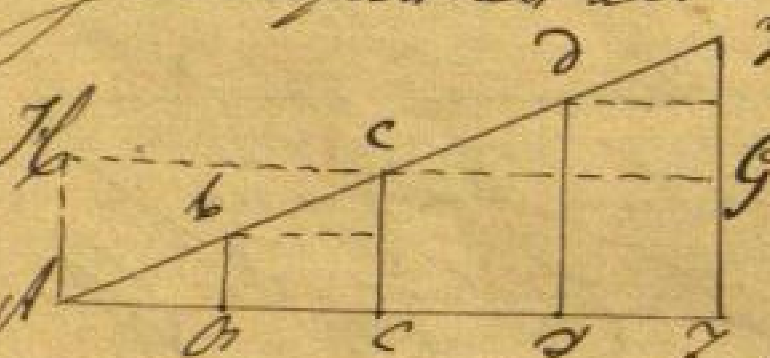
Wie ist es aber wenn die Geschwindigkeit ungleichförmig oder stoßweise ist. Im letzten Falle müssen wir die Wirkungsgrößen in den verschiedenen einzelnen ~~sehr kleinen~~ Zeiten berechnen und diese addiren, so erhalten wir die Gesammteffectwirkung.

Am besten können wir uns die Wirkungen der Kräfte und ihre Zu- od. Abnahmen durch eine graphische Darstellung versinnlichen. Es sei AZ die Linie, auf der sich ~~sich~~ der

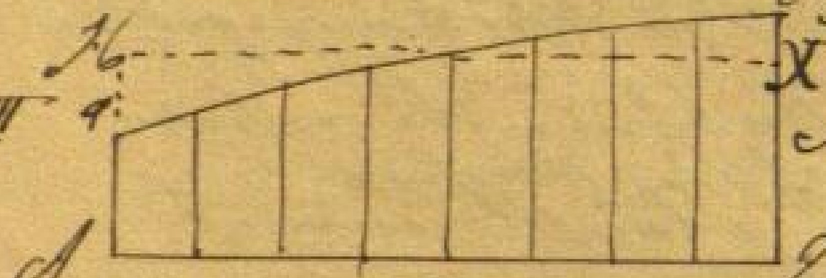
Angriffspunkt der Kraft sich bewegt, auf welcher wir
die verschiedenen Zeittheilchen AB, BC etc auftragen.
Aa, Bb etc seien die Intensitäten der Kraft in
den Punkten A, B etc. Sind die Intensitäten

Fig I


der Kraft überall gleich, so
ergeben wir durch das Rechteck ein
klares Bild der Gleichförmigkeit
der Kraft. Das Rechteck aazZ
stellt aber außer dem noch die Wirkungsgröße der
Kraft dar. Es ist nämlich $W = AZ \times Zz = F$ (Flächeninhalt aazZ)
Ebenso ist es bei der gleichförmig wachsenden Kraft
Es sei wieder AZ die Linie des Angriffspkt und
AB, BC etc gleiche Zeitintervalle, Bb, Cc, etc die
Intensitäten in den Punkten B C etc. so haben wir

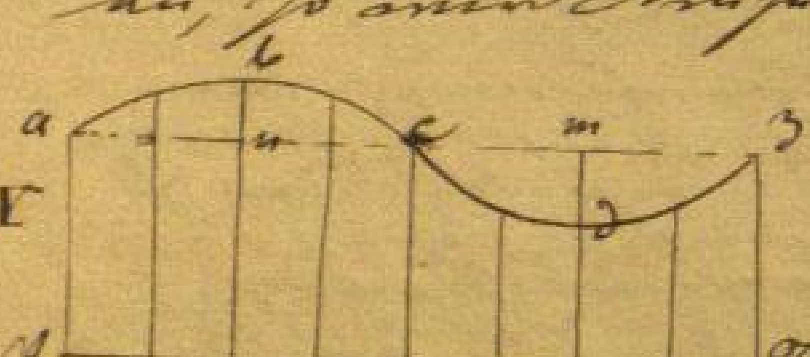
Fig II


wieder ein klares Bild ~~von~~ von
dem Wachsen der Kraft. Zugleich
zeit drückt aber auch wieder der
Flächeninhalt F des Δ AzZ die
Wirkungsgröße der Kraft aus: $W = AZ \times zZ \cdot \frac{1}{2} = F$.
Bei einer ungleichförmig wachsenden Kraft ist

Fig III


es gerade so. Es ist wieder
Flächeninhalt AazZ die Wirkungsgröße der
Kraft.

Nehmen wir eine periodisch sich ändernde Kraft
an, so wird diese ebenso leicht versinnlicht durch Fig IV

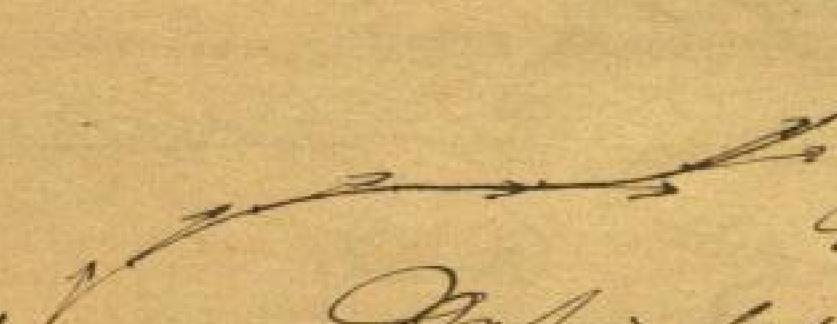
Fig IV


Auch hier ist wieder Wirkungsgröße
W der Kraft gleich Flächeninhalt
(Aabc dzZ) oder auch wenn [illegible] durch
$W =$ dem Rechteck $aazZ = AZ \times Zz$.

Unter dem mittleren Werth einer veränderl.
Kraft, verstehen wir diejenige Größe einer unveränderlichen

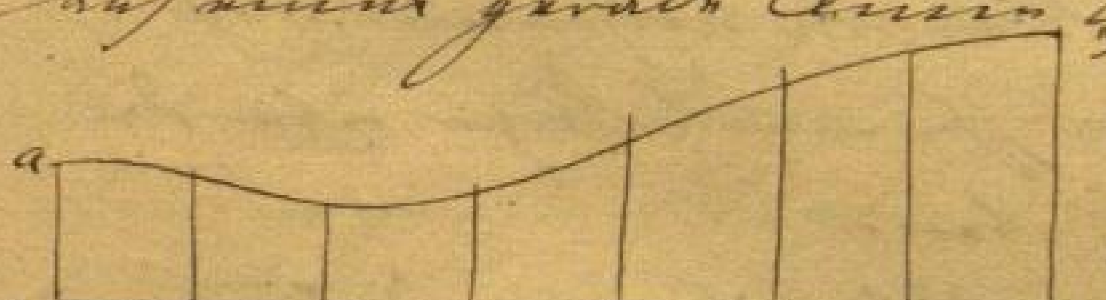
Kraft, die von solcher Intensität, daß die dieselbe gleichen Weg wirkend gleich Arbeit wie die veränderliche hervorgebracht hat. Wir finden also bei Fig II die mittlere Größe der Kraft, deren Wirkungsgröße durch das Dreieck A Cz vorgestellt wird, wenn ein Rechteck verzeichnen von der Länge Az, das gleich groß ist wie das Δ hat, dessen Höhe AH ist alsdann die gesuchte mittlere Größe ist. Ebenso bei Fig III ist AH die mittlere Größe der Kraft wenn Fläche AH × Z = Fl. Aa z Z ist. od. AH × AZ = F und daher $AH = \frac{F}{AZ}$

Nun hätten wir also noch den Fall zu betrachten wo der Angriffspunkt in ~~gerader~~ krummer Linie AZ bewegt, wo aber die Richtung der Kraft immer mit der Richtung des Angriffspunkts zusammenfällt.



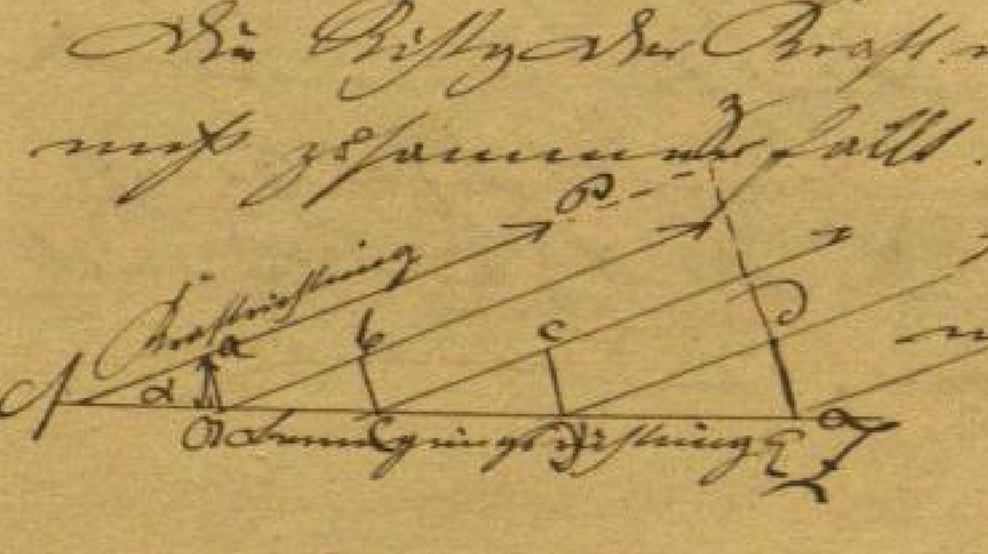
Es sei die Intensität der Kraft = P, so ist also die Wirkungsgröße W = P · AZ

Wahrscheinlich können wir uns wieder die Wirkungsgröße, wenn wir die Theilchen A B C … auf einer geraden Linie A Z auftragen und die Ordinaten gleich den dazugehörigen Intensitäten der Kraft machen, so ist wie

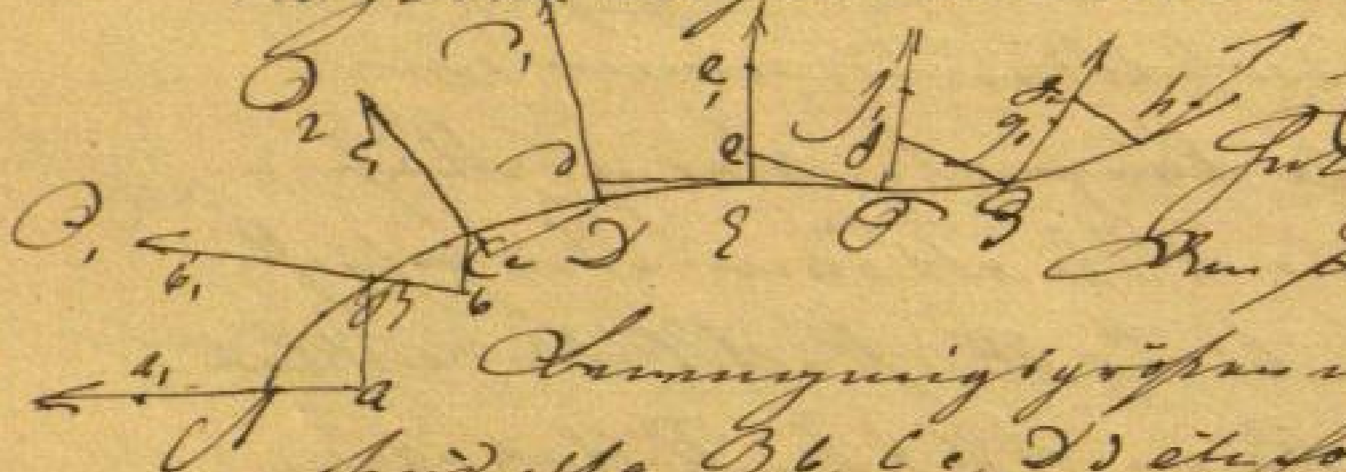


oben. Wirkg W der Kraft = Aa z Z, denn die Form der Curve hat ganz und gar keinen Einfluß auf Größe der Wirkung der Kraft.

Und nun kommen wir noch an den Fall, wo die Richtung der Kraft mit der Richtung des Angriffspunkts nicht zusammenfällt. Die Bewegungsgröße in der Richtung der Kraft sind Aa, Bb etc und daher Wirkungsgröße W = P · Az.

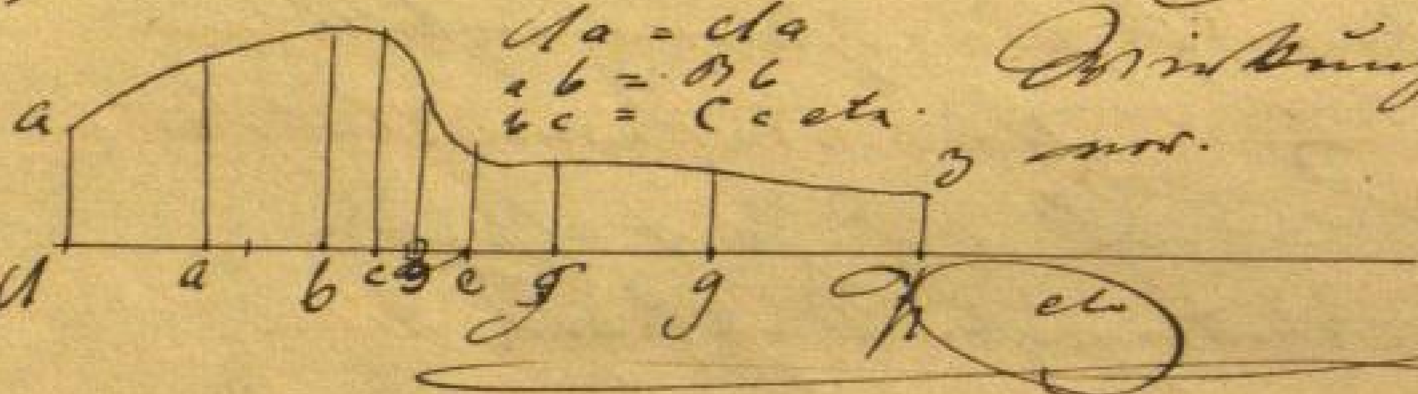


Der 4te Fall, den wir nun zu betrachten hätten ist, wo die Richtung der Kraft mit der Richtung des Angriffspunktes nicht zusammenfällt und wo letztere in jedem Augenblick eine andere ist.

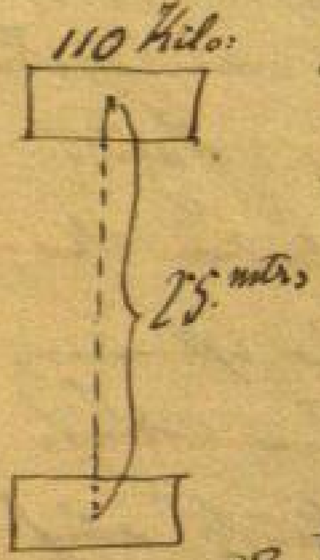


Sind nun Aa, Bb, etc die Intensitäten der Kraft in den Punkten A. B etc. die Bewegungsgrößen in der Richtung der Kraft sind Aa, Bb, Cc, Dd etc so folgt $W = P_0 . Aa + P_1 . Bb$ etc

+ Trägt man wieder die Theilchen AB, BC, CD etc auf die gerade Linie AZ auf und trägt die betreffenden Intensitäten der Kraft als Ordinaten darauf, so stellt wieder der Flächeninhalt Aa gZ die Wirkungsgröße der Kraft vor.



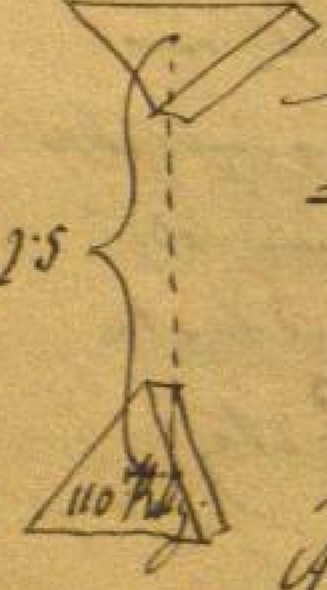
Beispiele über Arbeitsaufwendung.

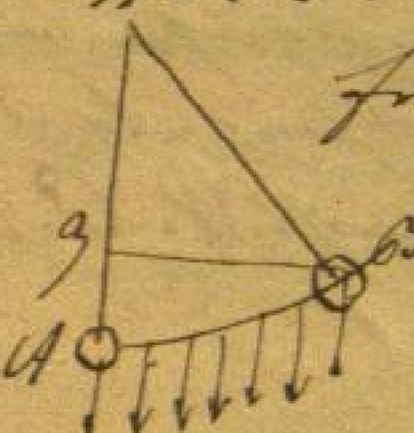


Wie groß ist die Arbeit die nothwendig ist um einen 110 Kilog. schweren Körper über die Höhe v. 2.5 mtrs zu heben.

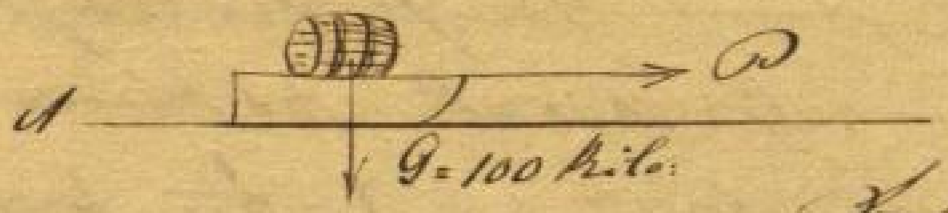
$W = 110 \times 2.5 = 275$ Kilogrammeters.

Es wird bei solchen Fragen immer die Arbeit des Schwerpunktes genommen, so z.B. ist die Arbeit um ein derartigen Körper zu erheben, wo also jeder Punkt über eine andere Höhe gehoben wird $= 110 \times 2.5 = 275$ Kgrmm. – Auch bei einem frei aufgehängten Körper A dessen Gewicht = 100 Kilog. sei ist $W = 100 . AZ$ um ihn von A nach B zu heben.

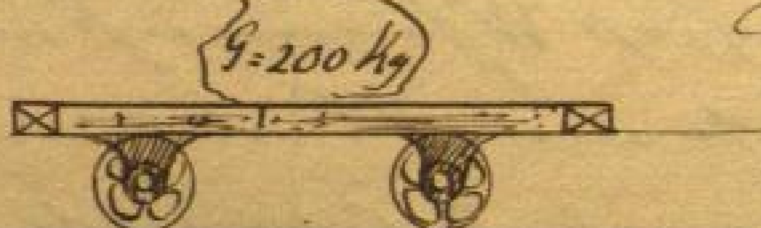




Beispiele über den Horizontaltransport der Lasten.



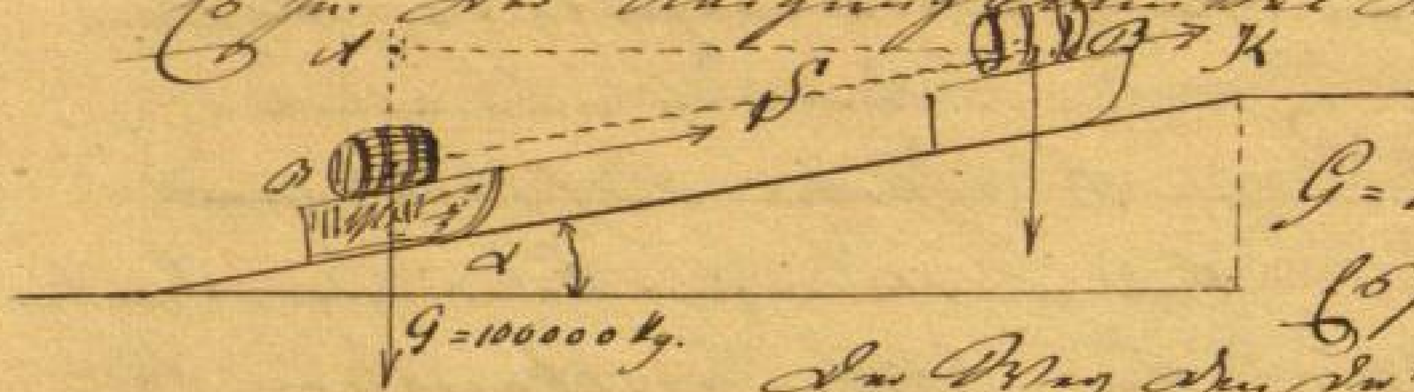
Nehmen wir einen Schlitten der sich auf einer Bahn fortbewegen kann, und denken wir uns die Bahn sowie den Schlitten vollkommen hart, fest u. glatt an, so braucht man gar keine Wirkung um den Schlitten mit dem Gewicht horizontal fortzubewegen. Eine solche Bahn gibt es aber nicht in der Natur. Nehmen wir daher eine gutgestoßene Bahn gutgeschliffene Stahlplatte und ebenso den Schlitten, dessen Gewicht mit der Last = 100 Kilo sei, so zeigt die Erfahrung daß bei 2 solchen gutgeschliffenen Stahlkörpern die Reibung nur $\frac{1}{10}$ des Gewichts beträgt. Es ist also die Zugkraft $P = \frac{100}{10} = 10$ Kilo. Soll der Schlitten in jeder Secunde 3 meter weit gezogen werden, so muß man einen Effect $E = 10 \times 3$ (meter) $= 30$ km ausüben.



Nehmen wir an wir sollten einen Wagen, dessen Gewicht mit Last ohne Räder 200 kg wäge horizontal fortbewegen. Die Reibung auf der Chaussee beträgt $\frac{1}{20}$ des Gewichts so ist also die Zugkraft $P = \frac{200}{20} = 10$ kg. Soll man den Wagen 2 meter in der Secunde ziehen so müssen wir einen Effect von $10 \times 2 = 20$ km ausüben. Auf einer guten Eisenbahn beträgt die Reibung $\frac{1}{200}$ des Gewichts. Es kann also eine Last von 200000 kg = 200 Tonnen mit einer Zugkraft $P = \frac{200000}{200} = 1000$ kg bewegt werden. Ist die Geschwindigkeit des Wagens 12 meter u. so ist $E = 1000 \times 12$ km $= 12000$ km $= \frac{12000}{75} = 160$ Pferdekräfte. Ist das Gewicht 100 Tonnen die Geschw. 8 meter so ist $E = 8000$ km $= 106$ Pferdekräfte.

Beispiele über Transport auf schiefen Ebenen.

Es sei der Neigungswinkel der schiefen Ebene α



Gewicht der Last

$G = 100000\,kg = 100$ Tonnen

Es sei nun $\alpha = \frac{1}{200}$ so ist.

Der Weg den die Schlitten ~~horizontal~~ vertical durchläuft ist $= AB = S \sin\alpha$. Die Reibung sei F so ist $K \cdot S = G S \sin\alpha + F \cdot S$ u. $K = F + G \sin\alpha$

Ist nun $G = 100$ Tonnen $\sin\alpha =$ der Reibg $= \frac{1}{200}$ so ist $P = F = \frac{100000}{200} = \underline{500}\,km$. $K = 500 + 500 = \underline{1000}\,kg$, also gerade noch einmal so groß als auf einer horizontalen Bahn. Es soll Geschwindigkeit $= 10$ mtr sein so ist auf horiz. Bahn $W = 500 \times 10 = 5000\,km = 67$ Pferdekräfte

auf $\frac{1}{100}$ Stgg $W = 1000 \times 10 = 10000\,km = 134$ "

Nun hätten wir noch die Wirkungsgrößen bei Formveränderungen zu betrachten.

Es sei ein Stab an B befestigt, man will wissen, wie

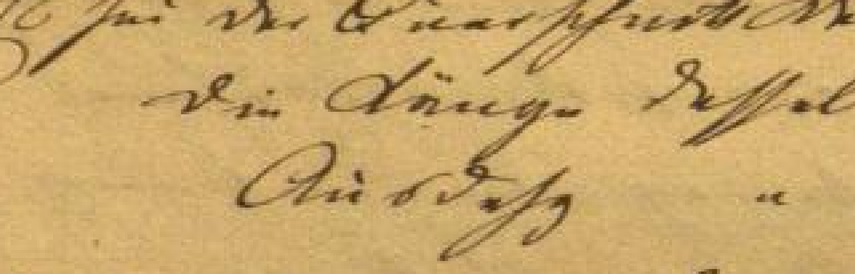
groß W sein muß um ihn um Al auszudehnen.

Es ist leicht einzusehen, daß die erforderliche Kraft proportional der Ausdehnung und umgekehrt proportional der Länge des Stabs ist.

Es sei der Querschnitt des Stabs $= a$
die Länge desselben $= l$
Ausdehnung " $= x$ } so ist die Kraft $\frac{a \cdot x}{l}$ multiplicirt

mit einem von dem Material abhängigen Coeffizienten den wir mit c bezeichnen wollen so ist also $K = c \cdot \frac{a \cdot x}{l}$ u. $W = K \cdot Al \times Ce$ (Fig II.)

Fig II.

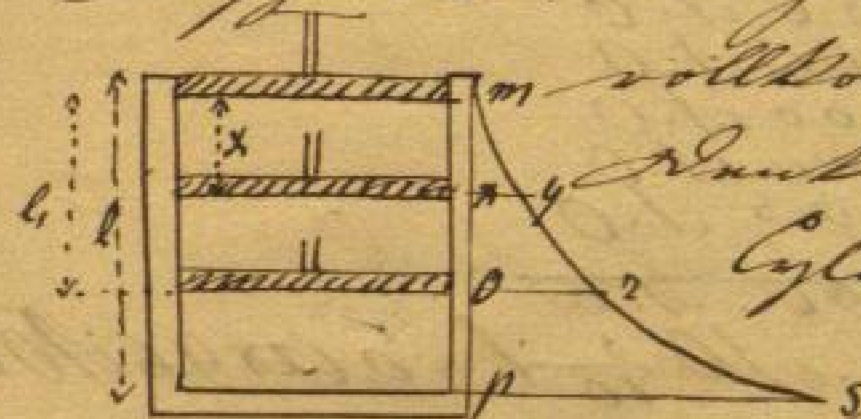


Nehmen wir die totale Ausdehnung $Al = e$ an, so ist $K = c \cdot \frac{ae}{l}$ und $W = \frac{1}{2} \cdot e \cdot c \cdot \frac{ae}{l} = \frac{1}{2} c a \frac{e^2}{l}$.

Denken wir uns nun den Körper in seine

ursprüngliche Lage zurückgekehrt, so sehen wir leicht ein, daß die zusammenziehende Kraft überall gleich der Rückdehnenden ist, also in n z. B. wäre die zusammenziehende Kraft $= n n_1 =$ der ausdehnenden Kraft.

Beispiel II. Nehmen wir den Kolben als



vollkommen schließend an und denken wir uns er wäre in den Cylinder um $\frac{2}{3}$ des Raumes herabgeschoben, so wär natürlich in jedem Punkt eine andere Kraft nothwendig. Erhält nun die Luft in dem Kolben, die zusammengepreßt werden soll dieselbe Temperatur bei, so daß wir also ganz das Mariotte'sche Gesetz anwenden können, und sei der Querschnitt des Cylinders Q, seine totale Höhe $= l$, der Weg durch den der Kolben verschoben $= l_1$, so suchen wir die Kraft die wir anwenden müssen um ihn durch den Weg x zu drücken. Und zwar wollen wir diese Kraft auf den □ meter P nennen.

Das ursprüngliche Luftvolumen ist Ql

Ist der Kolben um x herabgedrückt so ist das Volumen noch $Q(l-x)$. Nehmen wir den Druck der Atmosphäre auf 1 □ meter $= A$ so drückt sie also auf den Kolben mit einer Kraft $= AQ$.

Der Gesammtdruck des Kolbens ist daher

$Q(A+P)$ und es ist ferner nach Mariott

$$QA : Q(A+P) = Q(l-x) : Ql \text{ d. i.}$$

$$A : A+P = l-x : l \text{ od } A+P = A\frac{l}{l-x} \text{ und daher}$$

$$P = A\frac{l}{l-x} - A = A\left(\frac{l}{l-x} - 1\right)$$

Beim Anfang, wo also $x=0$ ist, ist P auch $=0$

Tragen wir an den verschiedenen Punkten m, n, o ... jetzt die

Die correspondirenden Intensitäten von P. nq, pr, psd etc. aufgetragen stellt die Fig: mpsrdc die Widerstandsgröße der Kraft P vor:

Für $x = 0,1$	wird	$O.P = 0,111\ A.O$
" $= 0,2$		" $= 0,2500\ A.O$
" $= 0,3$		" $= 0,4286\ A.O$
" $= 0,4$	l	" $= 0,6666\ A.O$
" $= 0,5$		" $= 1,0000\ A.O$
" $= 0,6$		" $= 1,5000\ A.O$
$l_1 =$ " $= 0,7$		" $= 2,3333\ A.O$
~~$= 0,8$~~		$6,2896\ A.O$

Folglich nach Fig. mpsr $W = 6,2896\ A O \frac{1}{10} l = 0,62896\ A O l$

Da man aber die kleinen Bereiche mnq, nqor etc als Rechtecke berechnet hat, so ist diese Methode als sehr ungenau. Genauer würde es schon werden, wenn wir mnq als Δ und nqor etc als Trapeze berechneten.

1s Dreieck mnq $= \frac{1}{2}\, 0,111\ A.O \times 0,1\, l$

1s Trapez — $= (0,111 + 0,2500) \frac{1}{2} \cdot 0,1\, l\, A O$

2s Trapez — $= (0,2500 + 0,4286) \frac{1}{2} \cdot 0,1\, l\, A O$

" "

$W =$ der Summe aller dieser Werthe.

Diese Methode ist etwas genauer, aber auch noch sehr ungenau. Eine noch genauere Methode ist die Simpson'sche Regel (Siehe 4 Resultate), bei welcher die krummen Linien nq, qr etc als Parabeln betrachtet werden, aber am genauesten kann man es jedoch mit Hülfe der Integralrechnung berechnen. Es ist

$$\int_{x=0}^{x=0,7l} P.b\, dx = A O \int_{x=0}^{x=0,7l} \left(\frac{l}{l-x} - 1\right) dx \,, \quad \int \frac{dx}{l-x} = -\log(l-x) + C$$

$$= A O \left\{ l \int_{x=0}^{x=0,7l} \frac{dx}{l-x} - \int_{x=0}^{x=0,7l} dx \right\} \qquad \int_{x=0}^{x=0,7l} \frac{dx}{l-x} = -\log 0,3\, l - \ldots = \log 0,3$$

$$= A O \left\{ l \log nat. 0,3 - 0,7\, l \right\}$$

Von den Fallgesetzen.

Bei diesen Gesetzen abstrahiren wir ganz von dem Widerstand der Luft.

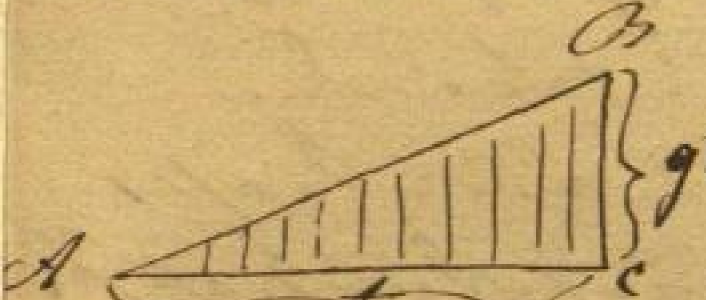
Es sei die Geschwindigkeit, die ein Körper beim freien Fall in 1 Secunde erhält $= g$

so ist die Geschwindigkeit in 2 Sec $= 2g$

" in der 3. Sec $= 3g$

und seine Geschwindigkeit nach t Secunden $= gt$

Nennen wir nun diese Geschwindigkeit nach t Secunden $= v$ so ist $v = gt$



Der Raum h, der durch das ABC dargestellt wird, den der Körper nach t Secunden zurücklegt ist $= \frac{gt^2}{2}$; $h = \frac{gt^2}{2}$ und da $v = gt$ so ist $h = \frac{v^2}{2g}$ $\left(h = \frac{g^2t^2}{2g} = \frac{v^2}{2g}\right)$

Bei uns ist dieses $g = 9.8088$ mtr.

Wir messen gewöhnlich die Masse eines Körpers durch sein Gewicht, da wir aber an jedem Ort der Erde ein anderes Gewicht also auch eine andere Masse finden, so ist diese Methode die Masse zu messen eine unrichtige, wir müssen daher ein anderes Maaß der Masse suchen und dieses richtige Maaß ist der Quotient $\frac{G}{g}$ es ist also $\frac{G}{g} = M$, welcher Quotient für ein und denselben Körper auf der ganzen Erde derselbe bleibt. Wir wollen allein für im Maschinenbau $\frac{G}{2g}$ als Maaß annehmen, da es für unsere Zwecke bequem ist.

Nehmen wir die Wirkungsgrößen, die nothwendig sind um einen Körper in eine bestimmte Geschwindigkeit zu versetzen

Es sei das Gewicht eines Körpers = G, Geschwindigkeit durch freien Fall in 1 Sec = g, die Kraft die ihn ~~fortschreitet~~ horizontal ... = K. Welche Wirkungsgröße ist nothwendig um diesem Körper eine horizontale Geschwindigkeit = v mitzutheilen.

Es sei S der Raum den der Körper beim freien Fall in t Secunden zurücklegt so ist

Masse	M	M
Kraft	G gewicht	K
Beschl.	g	$g\frac{K}{G}$
Endgeschw.	gt	$g\frac{K}{G}t = v$
Durchl. Raum	$\frac{gt^2}{2}$	$\frac{K}{G}g\frac{t^2}{2} = S$

1, $v = gt$. Ist $K = G$ so ist $v = gt$

Ist $K = 2G$ so ist $v = 2gt$ und

$K = nG$ so ist 2) $v = \frac{K}{G}gt = \cancel{\frac{nG}{G}} \frac{nG}{G} \cdot gt = ngt$

Durch die Kraft G legt ein Körper in t Sec den Raum $S = \frac{1}{2}gt^2$ zurück, durch die Kraft 1 den Raum $S = \frac{1}{2}\frac{g}{G}t^2$ und durch die Kraft K den Raum 4, $S = \frac{1}{2}g\frac{K}{G}t^2$ ~~zurück, ...~~

$KS = \frac{1}{2}g\frac{K^2}{G}t^2 \cdot \frac{G}{g} \cdot \frac{g}{g} = \frac{1}{2}\frac{G}{g}\left(\frac{K^2 g^2}{G^2}t^2\right) = \frac{G}{2g}v^2$

und 3, $KS = \frac{G}{2g}v^2$ (1 u. 2) Diese dritte Formel gibt uns die Wirkungsgröße an, die nöthig ist um einem Körper vom Gewicht G durch den Weg S ~~mit~~ eine Geschwindigkeit = v ~~mitzutheilen beibringen~~

~~mitt~~

Wir sehen also, daß das Produkt aus der Masse in das Quadrat der Geschwindigkeit uns die Wirkungsgröße angibt, die man braucht um einem Körper durch den Weg S ~~mit der~~ eine Geschwindigkeit v ~~zu bringen~~ mitzutheilen, denn $\frac{G}{2g} = M$ folgl. $KS = M \cdot v^2$

Und dieses Produkt aus der Masse eines Körpers in das □ s. Geschw. nennen wir seine lebendige Kraft.

Nehmen wir an Es sei $G = 10$ kg $v = 4$ m.

so ist $\frac{G}{2g}v^2 = \frac{10}{2 \times 9{,}81} \cdot 4^2 = 8$ km (ungefähr 9,81 = 10 angen.)

Ist $G = 100000$ kg $v = 10$ m so ist

$\frac{G}{2g}v^2 = \frac{100000}{20} \cdot 100 = 500000$ km

Wenn man nun wissen will, wieviel Pferde notwendig sind um in 1 Minute diese Wirkungsgröße zu producieren.

Ein Pferd producirt 75×60 = 4500 kgm in der ~~Secunde~~ Min.
folglich sind $\frac{500000}{4500} = 100$ Pferdekräfte dazu notwendig.

Es sei Q das Gewicht eines Körpers, g die Beschleunigung durch die Schwere; und es besitze eine Geschwindigkeit v und nun lasse man eine Kraft K durch den Weg S nachwärts ihn wirken so wird natürlich seine Geschwindigkeit z.B. in t Sec. zu V an, so ist:

$$V = v + g\frac{K}{Q}t \quad \text{u.} \quad S = vt + \frac{1}{2}g\frac{K}{Q}t^2$$ folglich

durch Eliminiren $K \cdot S = \frac{Q}{2g}(V^2 - v^2) = \frac{Q}{2g}V^2 - \frac{Q}{2g}v^2 =$ die Wirkungsgröße, die nöthig ist, um einen Körper aus einem Bewegungszustand in einen andern zu versetzen. z.B.

Es sei $Q = 20$, $g = 9{\cdot}81$ $v = 4^m$ u. $V = 6^m$ so ist die Wirkungsfähigkeit, die nöthig ist, um den Körper in eine Geschwindigkeit $= V$ zu bringen:

$$\frac{Q}{2g}(36 - 16) = 20 \text{ km}$$

Nehmen wir aber an es wirke die Kraft K durch den Weg S', t Sec der vorhandenen Geschw. v entgegen, so dass nach t Secunden seine V wird, so ist in diesem Fall

$$V = v - g\frac{K}{Q}t \quad \text{u.} \quad S' = vt - \frac{1}{2}g\frac{K}{Q}t^2 \text{ und.}$$

$K \cdot S' = \frac{Q}{2g}(v^2 - V^2) = \frac{Q}{2g}v^2 - \frac{Q}{2g}V^2 =$ der Änderung der lebendigen Kraft des Körpers.

Nun kann es aber auch sein, dass die Kraft K so lange entgegenwirkt dass $V = 0$ wird so ist in diesem Fall $K S' = \frac{Q}{2g}v^2$.

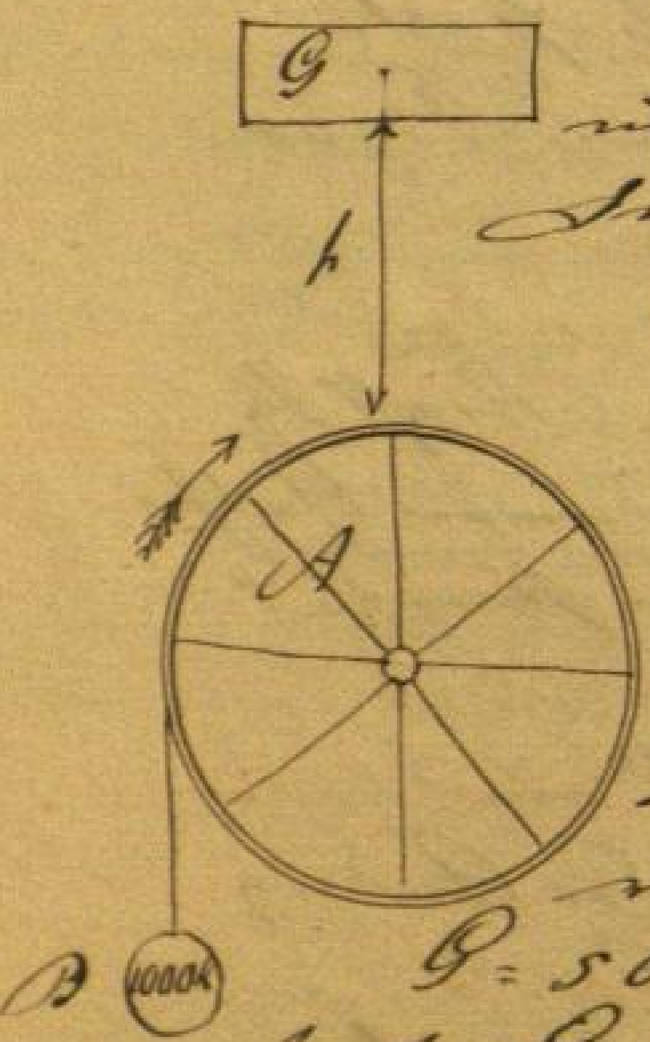
Wir sehen also hieraus daß Massen die Fähigkeit haben Wirkungsgrößen aufzusammeln, oder gleichsam Kraftmagazine anzulegen, welche sie alsdann wieder produciren können.

Welche lebendige Kraft besitzt eine Kanonenkugel von 6 K im Augenblick, wo sie den Lauf verläßt, wenn ihre Geschwindigkeit = 400 m angenommen wird. $\frac{G}{2g}v^2 = \frac{6}{20} \cdot 160000$ km $= 48000$ km & 6 Lothschüsse. Es könnte nun gefragt werden, wie viele Pferdekräfte nothwendig um in 1 ~~Sekunde~~ Minute dieselbe hervorzubringen, wenn angenommen wird es geschehen 3 Schüsse in der Minute.

$48000 \cdot 3 = 144000$ km pr minute

1 Pferd $= 60 \cdot 75 = 4500$ km p. mite.

folglich sind $\frac{144000}{4500} = 30$ Pferdekraft nothwendig um solche Wirkungsgrößen zu produciren wie 3 Schüsse von einer Kanonenkugel 6 K. u 400 m Geschwdgkt



Wie groß muß die Wirkgsgröße sein um einen Körper vom Gewicht G über den Weg h zu heben

$Gh = G\frac{v^2}{2g}$

Es sei der Ring A sehr dünn aber schwer, sein Gewicht sei = G. das Gewicht der Speichen abgerechnet. Man will die Wirkungsfähigkeit wissen die nöthig ist, um den Ring vom Gewicht G in eine Geschw. = v zu versetzen

$G = 5000$ k angenommen & $v = 6$

so ist $\frac{G}{2g}v^2 = \frac{5000}{20} \cdot 36 = 9000$ km. Der Ring könnte also ein Gewicht B = 1000 k nach 9 mtr hoch heben bis er zur Ruhe kam. Pferde wären hierbei $\frac{9000}{4500}$ also 2 nöthig um dieselbe Wassermasse in 1 Minute hinaufzubringen.

Ein Eisenbahnzug von Gewicht $Q = 50000^k$ bewegt sich mit einer Geschwindigkeit $v = 12^m$, wie weit wird der Zug noch fortlaufen wenn plötzlich die Maschine aufhört zu wirken. Die Reibung $= \frac{1}{200}\,Q$ angenommen.

$$\frac{Q}{2g}\cdot v^2 = \frac{50000}{20}\cdot 144 = \frac{50000}{200}\,S \quad \text{u.} \quad S = 1440^m$$

Der Zug hat also eine Arbeitsfähigkeit erlangt, daß er im Stande ist sein Gewicht noch über 1440^m zu bewegen.

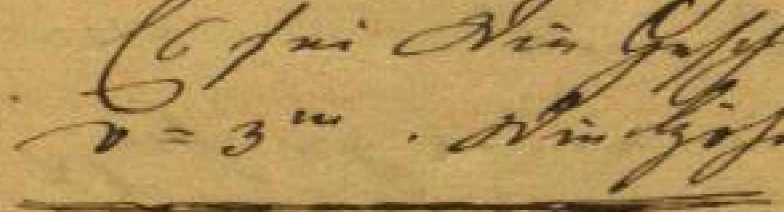
Kennt man aber die Reibung auf einer Bahn noch nicht und man will den Coefficienten w der Bahn zugleich messen, so fährt man einmal eine Strecke hinauf bis der Zug eine gewisse Geschwindigkeit v hat, alsdann lasse man die Maschine langsam gehen und messe den Weg S den dann der Zug noch durch seine Trägheit zurücklegt, so ist wenn

$Q = 50000$ k ist u. $v = 12$ u. $S = 1000^m$

$$\frac{5000}{20}\cdot 144 = 1000\,w \quad \text{also} \quad w = 360 \text{ kg}$$

und daher die Reibg $= \frac{360}{50000} = \frac{1}{139}$.

Ist die Geschwindigkeit eines Canalwassers $= v = 3^m$. Die Höhe $= 1{,}5$ und die Breite $= 20^m$, so ist



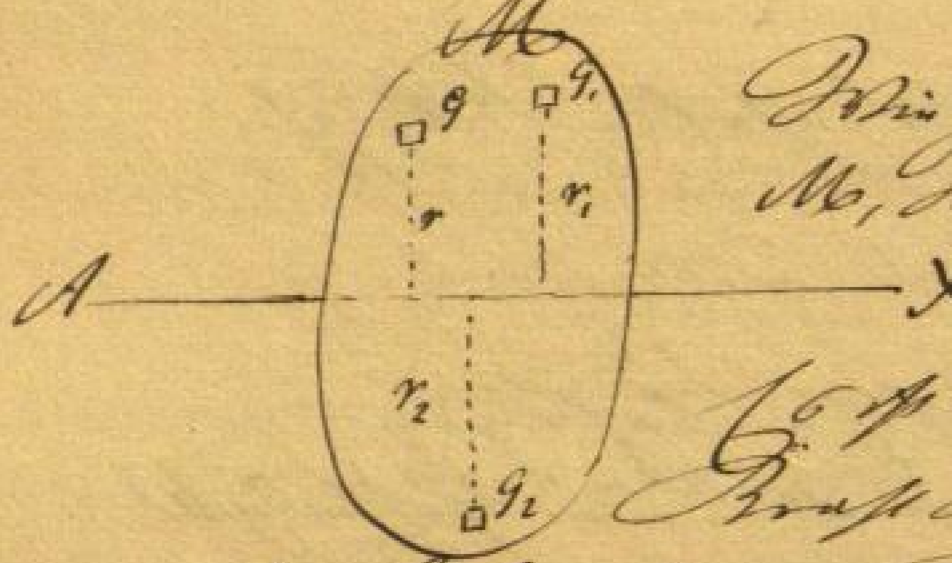
die Wassermasse in 1 Secunde $= 20\cdot 1{,}5\cdot 3 = 90$ □m

1 Cubikm Wasser wiegt $= 1000$ k

folgl 90 C $= 90000$ k.

Die lebendige Kraft des Wassers ist daher

$$\frac{Q}{2g}\,v^2 = \frac{90000}{20}\times 9 = 40500 \text{ km} = 540 \text{ Pferdekräfte}$$

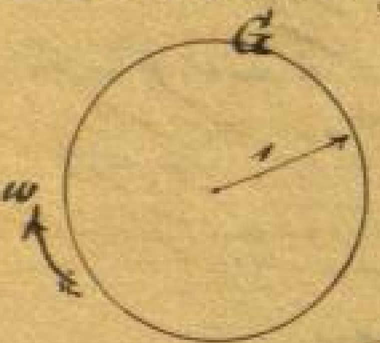


Wie groß ist die lebendige Kraft der Masse M, die sich mit einer Geschwindigkeit ω um eine Axe AX dreht.

Es ist klar daß die ganze lebendige Kraft dieser Masse gleich der Summe der der lebendigen Kräfte der einzelnen Partikelchen ist. Das Theilchen q wird eine Geschwindigkeit $= r\omega$ haben, wenn ω den Raum eines Theilchens in der Entf. 1 bedeutet. Die lebendige Kraft des Theilchens, dessen Gewicht $= q$ ist, ist $= \frac{q}{2g} \cdot r^2 \cdot \omega^2$, die lebendige Kraft der $q' = \frac{q'}{2g} \cdot r_1^2 \cdot \omega^2$ etc etc.

Folglich die lebendige Kraft der ganzen Masse $= L$
$= \frac{\omega^2}{2g} \left(q r^2 + q' r_1^2 + q'' r_2^2 + q''' r_3^2 \text{ etc} \right)$

Die Summe der Produkte der Gewichte in die Quadrate der Entfernungen der einzelnen Theile heißt das Trägheitsmoment in Bezug auf AX.



Es sei das Gewicht des Kreises G so seine Geschwindigkeit 1 so wäre $L = \frac{G}{2g} \omega^2 = \frac{\omega^2}{2g} G$

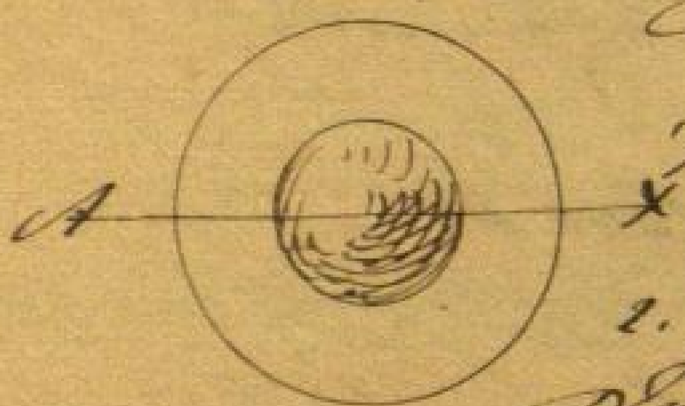
Wie groß müßten wir also G machen damit der Kreis dieselbe L besitzt, als der Körper M. Es müßte sein

$G = q r^2 + q' r_1^2 + q'' r_2^2 + \ldots =$ dem Trägheitsmoment

Das Trägheitsmoment hängt ab

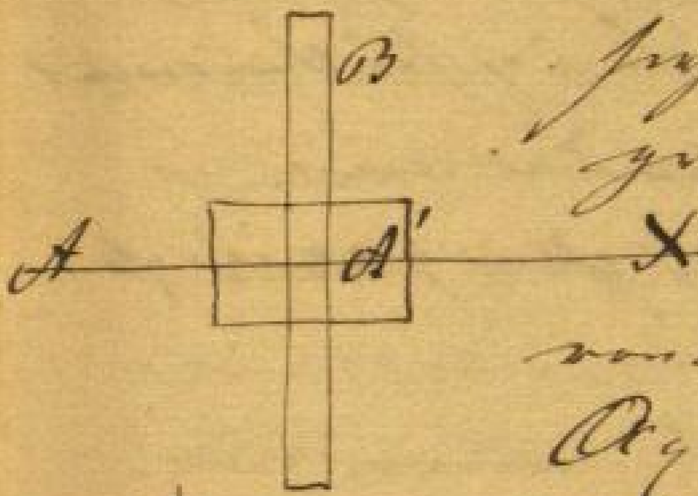
1, Von der Masse des Körpers

denn haben wir z.B. eine kleine und eine größere Kugel, die sich beide um eine Axe AX drehen, so hat natürlich die größere Kugel ein größeres Trägheitsmoment.



2. Von der Form des Körpers

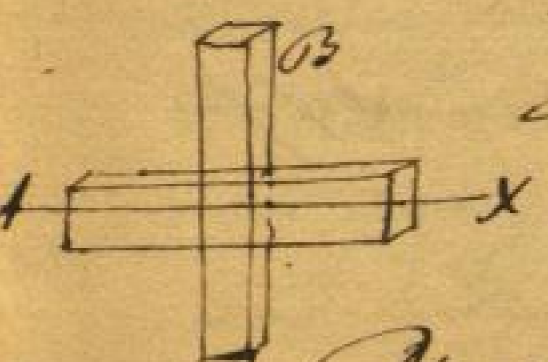
denn hat man einen Körper A und einen B von derselben Masse aber anders geformt, so



sieht man wieder leicht ein, daß B einen größeres Trägheitsmoment haben muß.

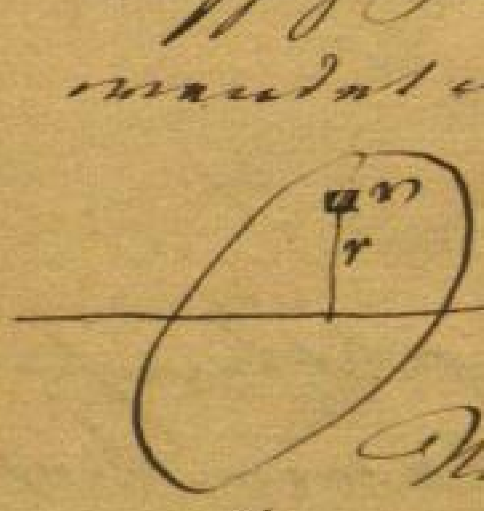
3. Von der Entfernung des Körpers von der Axe. Denn ist z.B. AX eine Axe um die sich 2 gleichmässige Kugeln A u. B drehen, so gibt uns der schon das Gefühl daß B ein größeres Trägheitsmoment haben muß.

4. hängt das Trägheitsmoment noch von der Lage des Körpers gegen die Axe ab. Denn es ist auch hier wieder leicht einzusehen daß das Prisma ein größeres Moment hat wenn es wie B steht als wenn es der Länge nach parallel der Axe ist.



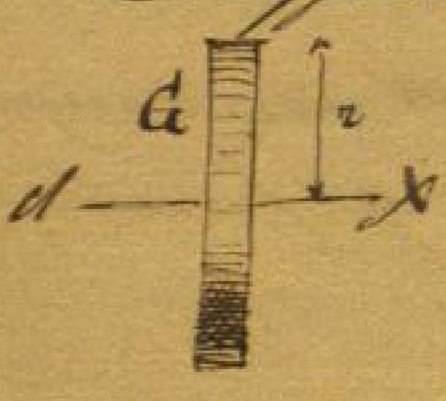
Ueberhaupt kann man jetzt schon als Grundsatz aufstellen: je weiter die Masse von der Drehungsaxe entfernt ist desto größer ist ihr Trägheitsmoment. So ist z.B. klar daß das Trägheitsmoment der Masse B größer ist wenn sie wie Fig. II vertheilt ist.

(Das Produkt) Die Summe der Produkte $Gr^2 + G_1 r_1^2 +$ etc ist aber graphisch ausgesprochen langweilig zu bestimmen daher verwendet man hierbei die Differenzialrechnung.



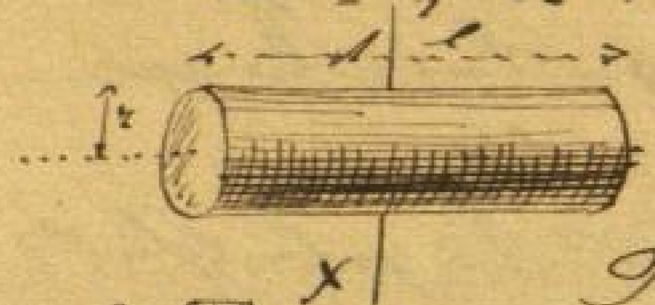
Ist für das Partikelchen $G = dv$ wenn v das Volumen ausdrückt. δ sei das spez. Gew. so ist T = Trägheitsmoment $= \int \delta . dv . r^2$

Und aus dieser Weise hat man für nachstehende Beispiele folgende Resultate erhalten.



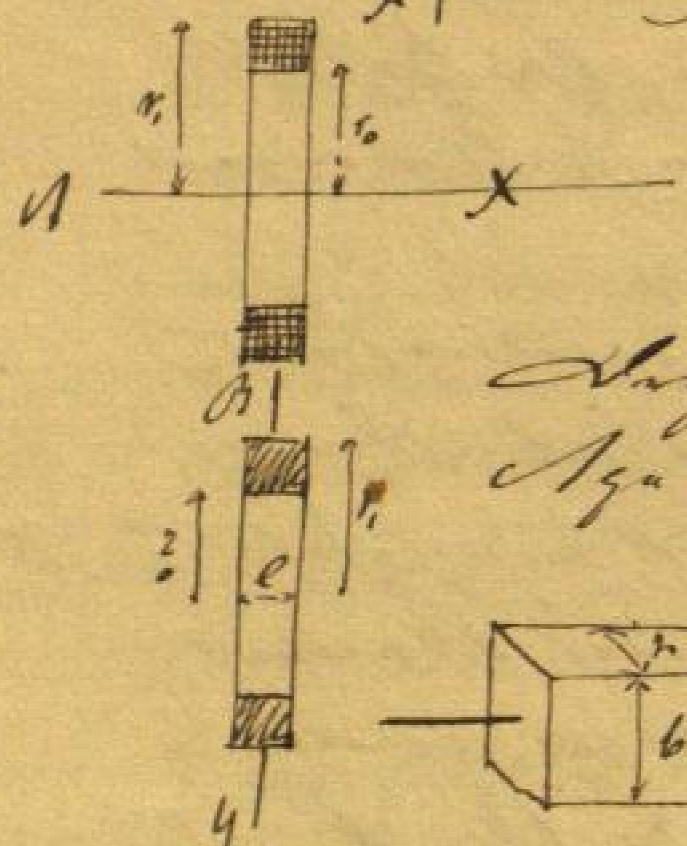
Bei einer massiven cylindrischen Scheibe vom Gewicht G und Radius r, die sich um

Die mit der Geometr. zusammenfallende Axe AX dreht so findet man als Trägheitsmoment



$T = \frac{1}{2} G r^2$. Dreht sich ein Cylinder um 1 Axe die senkrecht auf der geom. steht, so findet man

$$T = \frac{G}{12}(3r^2+4l^2)$$

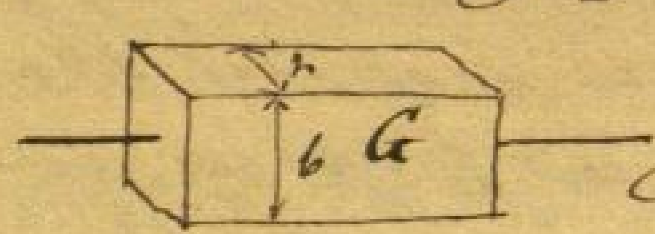


Dreht sich ein hohler Cylinder um seine geometr. Axe AX so ist

$$T = \frac{G}{2}(r_1^2+r_0^2)$$

Dreht er sich nun aber um die geom. senkrechte Axe BY so findet man

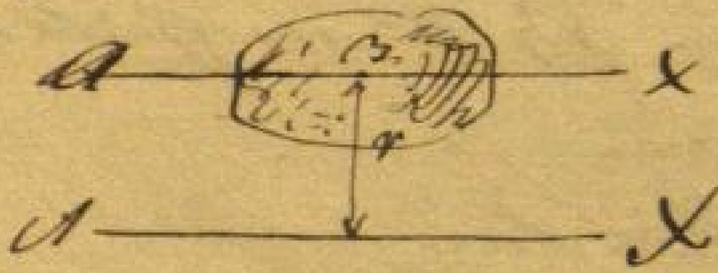
$$T = \frac{G}{12}(3(r_1^2+r_0^2)+4l^2)$$



Dreht sich ein prismatischer Körper so ist

$$T = \frac{G}{12}(b+h^2)$$

Da aber nicht immer, wie hier angenommen wurde die Axe durch den Schwerpunkt geht so ist eine Regel, als Formel anzugeben nicht unnütz zu machen. Man will das Trägheitsmoment in Bezug auf AX suchen.



Es sei S der Schwerpunkt des Körpers ax eine ideale Axe ∥ zu AX.

Es sei die Entfernung der beiden Axen = r

m das Trägheitsmoment in Bezug auf ax

M " " " " AX

G das Gewicht des Körpers so ist

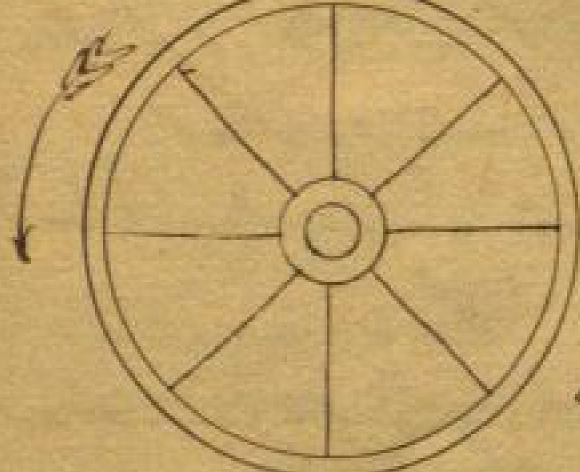
$$M = m + Gr^2$$

Alle Beispiele dieser Art, die wir bis jetzt betrachtet haben, beziehen sich auf den Fall, wo blos eine Kraft auf einen Körper wirkt.

Es kann aber auch der Fall sein, daß ein ganzes System von Körpern von vielen Kräften getrieben

wird
wird die sich theilweise entgegenwirken können.
Ein allgemeiner Satz, den wir hier jetzt anführen können ist der Satz von der Erhaltung der lebendigen Kraft d. h. Wenn sich ein System von Körpern bewegt und blos seiner Trägheit folgt, so bleibt seine lebendige Kraft immerfort dieselbe, vorausgesetzt daß keine Kräfte da sind die es daran hindern wie Reibung etc. Damit ist aber nicht gesagt daß die Geschwindigkeiten der einzelnen Theile des Körpers dieselben bleiben müssen, sondern daß können sich ganz ungezwungen bewegen, ohne daß die leb: Kraft sich ändert. Ueberhaupt drückt alle Gesetze der Maschinen ist das vom ganzen Wesen der Maschine aus.

1r Fall. Angenommen es bewege sich ein System. Es seien stetige Kräfte und stetige Widerstände da, die in solcher Beziehung zu einander stünden, daß die Wirkungen die die Kräfte produciren gleich den Wirkungen die die Widerstände consumiren seien.



Also z. B. bei einem bewegten Schwungrad. Es ist klar daß die Wirkung die auf der einen Seite durch den Fall der einzelnen Massen des Körpers producirt werden, wieder auf der andern Seite consummirt werden. um sich theilweise wieder zu heben. Es wird sich also dieses Schwungrad gerade so bewegen als wenn gar keine Kräfte und gar keine Widerstände vorhanden wären (von der Reibung abgesehen).

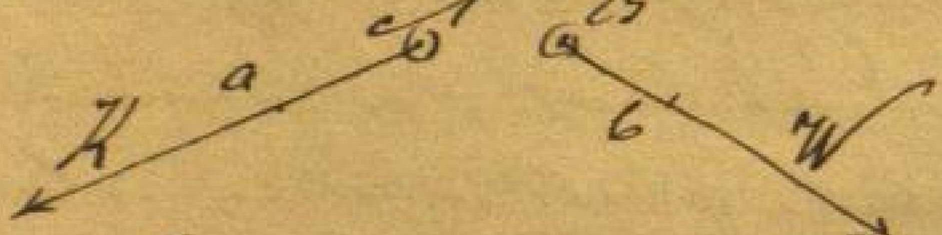
Den zweiten Fall den wir zu betrachten hätten würde, wenn ein System von Kräften getrieben und von Gegenkräften aufgehalten wird die Wirkung der Kräfte $\left(\frac{W}{k}\right)$ und die Gegenwirkung $\left(\frac{W}{w}\right)$ der Widerstände sei ungleich groß. Wie wird jetzt die Bewegung erfolgen.

Es seien $\left(\frac{W}{k}\right) > \left(\frac{W}{w}\right)$ so ist mehr producirt worden als consummirt, und es ist klar, daß sich nun das System mit der Differenz der Wirkungen $\left(\frac{W}{k}\right) - \left(\frac{W}{w}\right) = L$ bewegen wird.

Ist das System vorher schon in Bewegung und habe eine Wirkungsfähigkeit $\left(\frac{W}{k}\right) = l$ und es wirken jetzt wieder Kräfte entgegen, deren Wirkungsgröße $\left(\frac{W}{w}\right) = L$ sei als l, so wird sich nun das System mit einer lebendigen Kraft $= L - l$ entgegengesetzt bewegen.

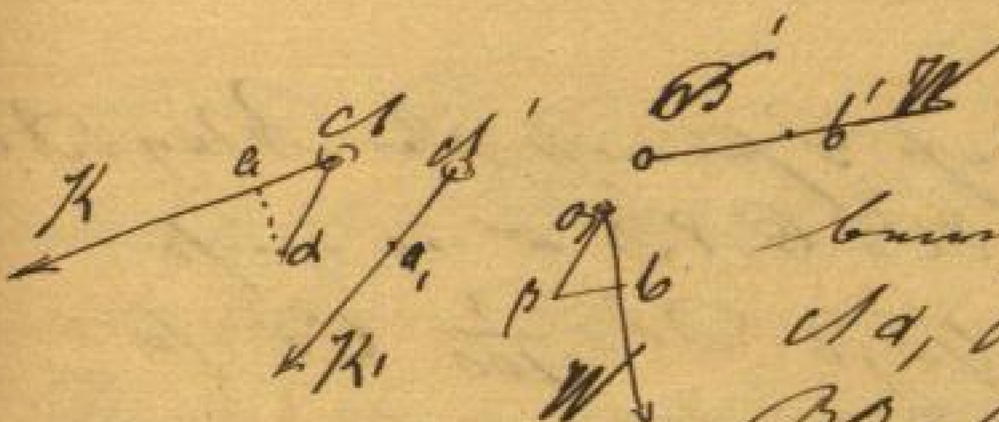
Princip der virtuellen Geschwindigkeiten

Wenn auf eine Masse Kräfte und Widerstände einwirken, und wenn daraus keine Bewegung erfolgt, so sagen wir die Kr. u. die Widst. sind im Gleichgewicht. — Es seien A u. B 2 Pkte eines Systems auf das die Kraft K und der Widerst. W wirken. Bei einer



Bewegung des Systems lege der Angriffspunkt K den Weg Aa und der von W den Weg Bb zurück so ist Wkgr. von $K = K \cdot Aa$ und die von $W = W \cdot Bb$ Es muß also wenn sich das System im Gleichgewicht halten $K \cdot Aa = W \cdot Bb$ sein od. $K : W = Bb : Aa$

Es seien ebenso wie oben A A' etc. u. B, B' etc. Angriffspunkte von Kräften und Widst.

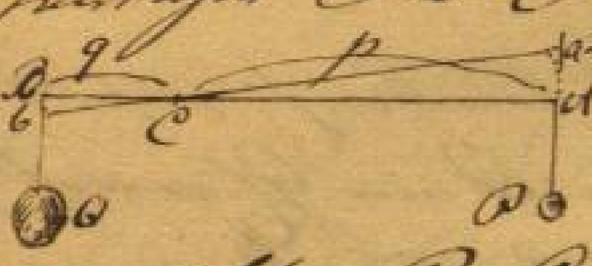


Wenn das System nun bewegt wird, so legt A den Weg Aa, A' den Weg $A'a'$, B den Weg $B\beta$, B' den Weg $B'b'$ zurück, oder nach ihren eigenen Richtungen Aa, $A'a'$; Bb u. $B'b'$ zurück. Nach der Voraussetzung, daß sie sich im Gleichgewicht halten muß sein

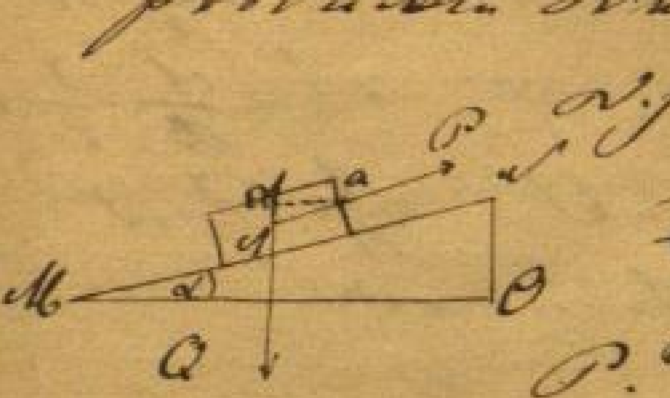
$$K\cdot Aa + K'\cdot A'a' + \ldots = W\cdot Bb + W'\cdot B'b' + \ldots$$

Dieser Satz heißt das Princip der virt. Geschwindigkeiten. Es drückt also dieses Princip aus, welche Beziehung die Kräfte miteinander stehen müssen, damit sie sich im Gleichgewicht halten.

Demnach [illegible] sich z. B. bei einer Wage die Gewichte P u. Q sich umgekehrt verhalten wie die Wege die bei einer Bewegung ihre Angriffsstellen A u. B zurücklegen.

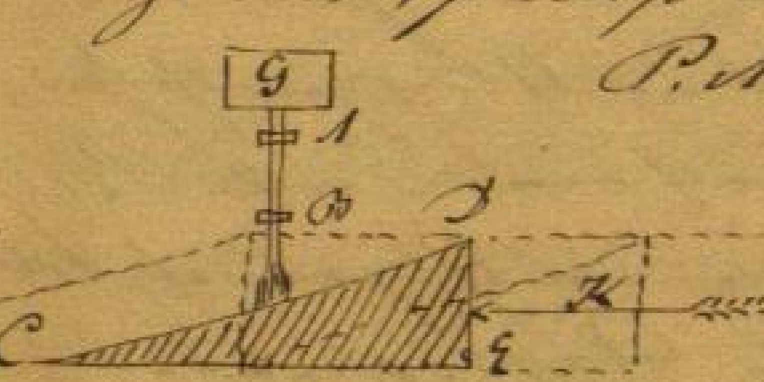


also $P : Q = Bb : Aa$ da aber $Bb : Aa = Bc : Ac$ folgt auch $P : Q = Bb : Ac$ d. h. die Gewichte bei einer Wage müssen sich beim Gleichgewicht umgekehrt verhalten wie ihre Hebelarme, oder die Produkte der Gewichte in ihre Hebelarme müssen gleich sein d. h. $P\cdot Ac = Q\cdot Bc$.

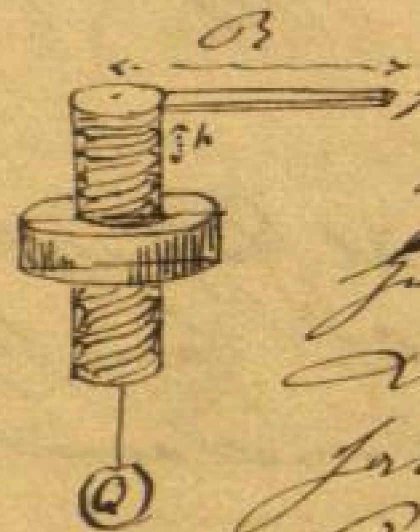


Es soll ein Gewicht Q durch eine Kraft P auf der Ebene MN gehalten werden. P legt z. B. bei einer Bewegung A den Weg Aa und in verticaler Richtg den Weg $A\alpha$ zurück, so muss also fürs Gleichgewicht sein

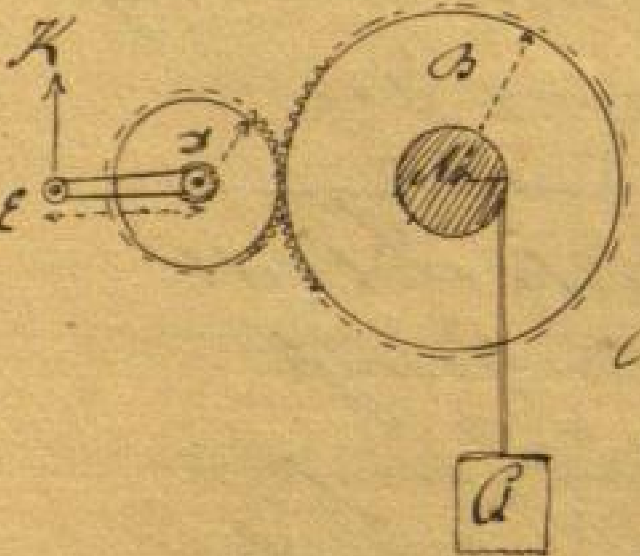
$$P\cdot Aa = Q\cdot A\alpha \text{ od. } \frac{P}{Q} = \frac{A\alpha}{Aa} = \sin\alpha = \frac{NO}{MN}$$



Es sei CD der eine Keil der durch eine Kraft K den Stab AB heben muß. so legt die Kraft den Weg = CE zurück, während das Rad dessen Gewicht Q sei erst den Weg $= DE$ durchläuft. Es muß also $K \cdot EC = Q \cdot ED$ und es muß $\frac{K}{Q} = \frac{ED}{CE} = tg\,\alpha$ sein. Ist also z.B. $DE = \frac{1}{100}\,CE$, so kann die Last die gehoben werden soll 100 mal so groß sein als K.



Durch eine Schraube soll ein Gewicht Q gehoben werden. Wie groß muß K am Hebelarm B sein. (Von der Reibung abgesehen) Dreht die K die Kurbel einmal herum, also hat K den Weg $2B\pi$ zurückgelegt, so durchläuft Q erst die Höhe h eines Schraubengangs. Es ist $K \cdot 2B\pi = Q \cdot h$ od $K = \frac{Qh}{2B\pi}$.



Wie stark muß K senkrecht auf die Curbel E drücken um Q im Gleichgewicht zu halten. Es sei A, B, D, E die Radien der betreffenden Räder, so ist, wenn der Angriffspunkt von K den Weg s zurücklegt der Weg eines Punktes am Umfang von $D = \frac{s \cdot D}{E}$

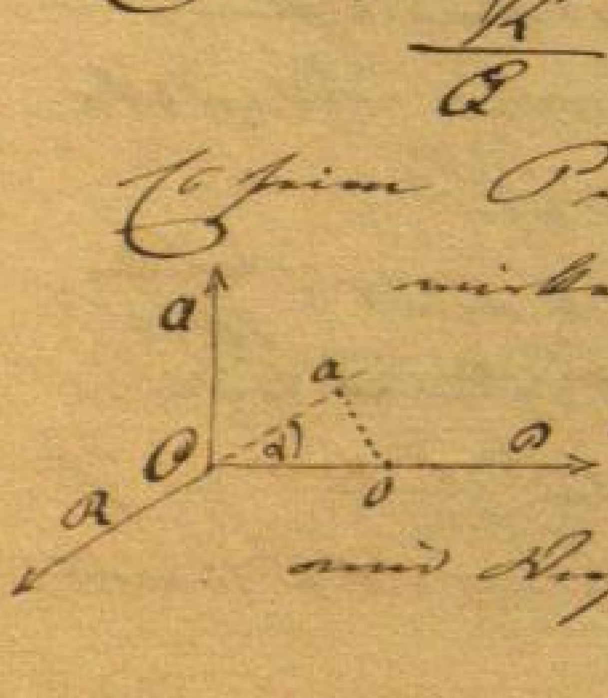
$B = \frac{D}{E} \cdot s$

$A = \frac{A}{B} \cdot \frac{D}{E} \cdot s$

Der Weg des Angriffspunktes von $Q = \frac{A}{B} \cdot \frac{D}{E} \cdot s$

Es muß also $K s = Q \cdot \frac{A}{B} \cdot \frac{D}{E} \cdot s$ sein oder

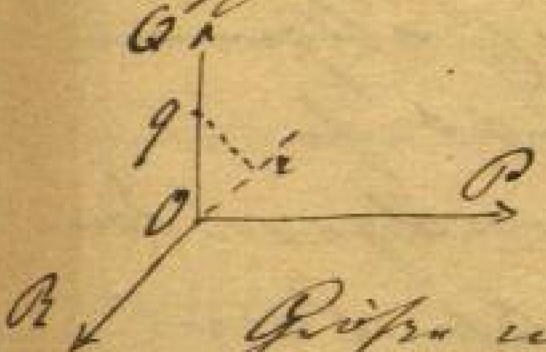
$$\frac{K}{Q} = \left(\frac{A}{E}\right)\left(\frac{D}{B}\right).$$



Es seien P u. Q zwei Kräfte, die an einem Punkt O wirken, so können diese nicht im Gleichgewicht sein, sondern wir müssen noch eine dritte R anbringen, die diese im Gleichgewicht hält und diese R heißt alsdann die Resultirende von P u. Q. Verschieben wir nun den Punkt O nach a so muss $R \cdot Oa = P \cdot Oo + Q \cdot o = P \cdot Oo$ sein

od. 1) $\frac{P}{R} = \frac{Oa}{Oo} = \cos\alpha$

Verschieben wir O nach q so ist $R \cdot Or = Q \cdot Oq + P \cdot o = QOq$



od 2) $\frac{Q}{R} = \frac{Or}{Oq} = \sin\alpha$

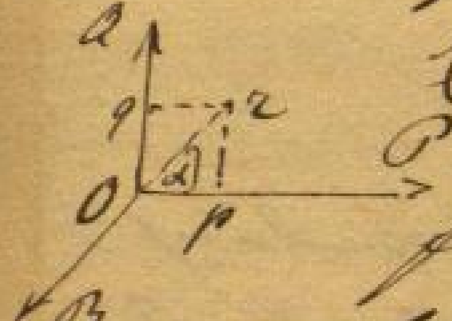
Und mittelst dieser 2 Gl. kann man nun R, seiner Richtg und Grösse nach bestimmen. Denn es ist:

a) $P = R\cos\alpha$ $\quad R = \sqrt{P^2+Q^2}$

b) $Q = R\sin\alpha$ $\quad \cos\alpha = \frac{P}{\sqrt{P^2+Q^2}}$ u. $\sin\alpha = \frac{Q}{\sqrt{P^2+Q^2}}$

Es ist also R völlig bestimmt.

Da wir aber O nach allen mögl. Richtungen verschieben können, so wollen wir nun als 3te noch eine erhalten, wenn wir O nach r verschieben



Es ist alsdann $P \cdot Op + Q \cdot Oq = R \cdot Or$

$Op = Or\cos\alpha$, u. $Oq = Or\sin\alpha$

folgl. erhalten wir 3) $P\cos\alpha + Q\sin\alpha = R$

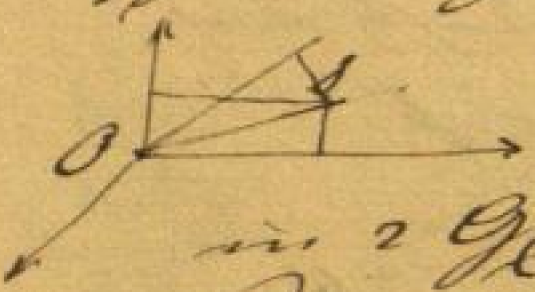
welche Gl. wir jedoch auch schon aus den obigen Gl. a u. b erhalten. Denn es ist:

$P \cdot \cos\alpha = R\cos\alpha^2$ u.

$Q\sin\alpha = R\sin\alpha^2$ folgl $P\cos\alpha + Q\sin\alpha = R$

Wir sehen also daß wir durch weitere Verschiebungen zwar neue Gleichungen aber lauter überflüssige erhalten. Nehmen wir nun eine specielle Verschiebg wie bisher an und für den neue Gl., so gibt dies bloß die Bedingungen an, die stattfinden müssen, damit die Kräfte für jene Verschiebg nach dieser speciellen Richtg hervorbringen zu können. Sollen aber Kräfte die auf einen Körper wirken überhaupt im Gleichgewicht sein, so dürfen sie den Körper ~~weder~~ und 3 aufeinander senkrechte Axen drehen, noch nach nur der 3 ~~[illegible]~~ aufeinander senkrechten Richtungen bewegen.

Wir müssen also um die Bedingungen des Gleichgewichts für jede einzelne Kraft zu erhalten 6 Gl. haben, die man auf obige Weise erhalten könnte. Wir können aber das System auch Gl. allgemein nachschreiben z.B. für den vorigen Fall nach ? so

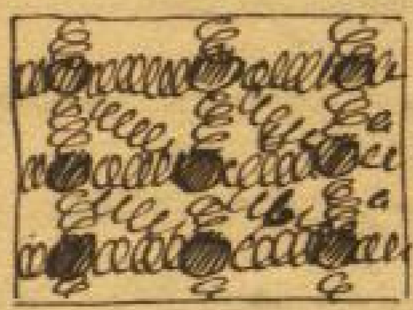


erhalten wir eine Gl. von der allgem. Form $A.s + B\cos\varphi = 0$ welche dann in 2 Gl. $A=0$ u. $B=0$ zerfällt.

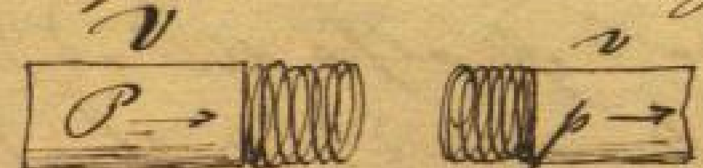
Oder ganz allgemein: Wir erhalten eine Gl. von der Form: $Ap + Bq + Cr + Ds + Et + Fu = 0$ woraus man die 6 Gl. $A=0, B=0, C=0, D=0, E=0$ u. $F=0$ erhält, woraus man dann die Bedingungen des Gleichgewichts für jede einzelne Kraft ersehen kann.

Bewegungslehre.

Ueber die Mittheilung einer Bewegung durch einen Stoß. Dieses Problem der Mittheilg durch Stoß ist das complicirteste von allen, es müssen dabei alle Kräfte der Analysis aufgeboten werden, um dieses Problem nur einiger Maßen genügend zu lösen. Das ist aber hier nicht nöthig, sondern wir sagen: Keine Kraft kann einer Masse in ∞ kurzer Zeit eine endliche Geschwindigkeit ertheilen, sondern es geschieht blos sehr rasch aber nicht ∞ schnell. Wir vermeiden also hier ganz die Stoßkräfte, die frühere Schriftsteller nennen, und sagen jede Kraft braucht eine gewisse Zeit um einer Masse eine endliche Geschwindigkeit zu ertheilen, also auch beim Stoß; denken wir uns nun den Körper in seine ~~Moleküle~~ Molekülen zerlegt. Die Anziehungen und



Abstoßung, die diese Moleküle gegenseitig ausüben, ersetzen wir durch elastische Federn. Stoßen nun 2 solche Körper gegeneinander, so werden natürlich die Feder a, dann die b etc. zusammengepreßt und so theilt sich der Stoß nach und nach den Molekülen mit. – Da an solcher Darstellung der elastischen Körper die Wirkungen schwer zu zeigen sind, so nehmen wir die Moleküle zusammen und die Kraft der Federn auch und stellen uns die 2 aneinanderstoßenden Körper so dar: P u. p seien ihre Massen



V u. v ihre Geschwindigkeiten nach einerlei Richtung. Es sei $V > v$, so werden diese 2 Körper widereinander fahren. Die Federn werden also comprimirt, solange bis sie 1 Geschwindigkeit zB $= \xi$ haben. Nehmen wir nun an in diesem Augenblick hätten die Federn ihre Elastizität ganz verloren, so werden nun die Körper ohne gegenseitige Druckausübung mit 1 Geschw. fortgehen.

Es ist leicht zu sehen daß P an Geschwindigkeit verlieren und p gewinnen muß. Wir wollen die Zu u. Abnahme von p u. P in einer ganz bestimmten Zeit t untersuchen, die aber so klein sein muß daß in dieser Zeit die gegenseitige Pressung K als constant angenommen werden kann. Ist Z die Geschw. abnahme v. P u. z die Zunahme von p so ist: $Z = g\frac{K}{P}t$ und $z = g\frac{K}{p}t$ daher $\frac{Z}{z} = \frac{p}{P}$ und daher $Z = z\frac{p}{P}$ u. $z = \frac{P}{p}Z$

Die einzelnen Abnahmen von P seien Z, Z', Z'' etc. so sind die Zunahmen von p $\frac{P}{p}Z$, $\frac{P}{p}Z'$, $\frac{P}{p}Z''$ etc. Die ganze Zunahme von p also $\xi - v$ ist daher $= \frac{P}{p}(Z+Z'+Z''+\dots)$ und die Gesammtabnahme v. P od. $V-\xi = Z+Z'+Z''+\dots$ folgl. $\frac{V-\xi}{\xi-v} = \frac{p}{P}$ od. $\xi = \frac{PV+pv}{P+p}$

Sind es aber 2 vollkommen elastische Körper, so müssen wir die Federn die ihre Elasticität ausdrücken auch als vollkommen elastisch sind ansehen, In dem Augenblick, wo also ihre Geschwindigkeiten einander gleich sind und daher die Federn nicht mehr comprimirt werden, so dehnen sie sich wie die Federn gerade mit derselben Kraft wieder aus, mit der sie comprimirt wurden, und vermindern daher die Geschw. von P um die ~~Hälfte~~ eine mehr, als sie schon vermindert ist und eben so die von p.

Der Verlust von P nach dem Stoß ist also $2(V-C)$ seine Geschwindigkeit ist also jetzt noch $V-2(V-C) = 2C-V = U$

Der ~~Verlust~~ Gewinn von p nach dem Stoß ist nun $= 2(C-v)$. Seine Geschwindigkeit ist also jetzt $v+2(C-v) = 2C-v$ oder wenn man nun C substituirt ist

$$U = \frac{2PV+2pv-PV-pV}{P+p} = \frac{PV+p(2v-V)}{P+p}$$

$$u = \frac{2PV+2pv-Pv-pv}{P+p} = \frac{pv+P(2V-v)}{P+p}$$

Wie verhält es sich nun mit den lebendigen Kräften der Körper vor und nach dem Stoß

Die Summe der lebendigen Kräfte beider vor dem Stoß ist $= \frac{P}{2g}V^2 + \frac{p}{2g}v^2$. Ist $C = \frac{PV+pv}{P+p}$ ihre Geschwindigkeit nach dem Stoß so ist die Summe ihrer jetzigen lebendigen Kräfte $=$ $\frac{P}{2g}C^2 + \frac{p}{2g}C^2$ Also ist nun eine ganze lebendige Kraft verloren gegangen: $\Psi = \left(\frac{PV^2}{2g} + \frac{p}{2g}v^2\right) - \left(\frac{PC^2}{2g} + \frac{p}{2g}C^2\right)$
$= \frac{1}{2g}\left(PV^2 + pv^2 - (P+p)\left(\frac{PV+pv}{P+p}\right)^2\right) = \frac{(V-v)^2}{2g} \cdot \frac{Pp}{P+p}$

Beim Stoß unelastischer Körper
Es geht also ~~hierbei~~ die lebendige Kraft verloren, die der relativen Geschwindigkeit der P entspricht, denn

P der stoßende Körper verschwindend klein gegen p ist, dann ist alsdann, da P+p = p ist

$$\mathfrak{V} = \frac{(V-v)^2}{2g}\frac{pP}{p} = \frac{P}{2g}(V-v)^2$$

Es sei geb. $P = 10^k$. $p = \infty$ groß
$V = 8^m$ $v = 2^m$. So ist $V-v = 6^m$

so $\mathfrak{V} = \frac{10}{20}\cdot 36 = 18^{km}$

Sind aber die Körper vollkommen elastisch, so ist $U = 2c - V$ u. $u = 2c - v$ u. $c = \frac{PV+pv}{P+p}$ folglich

$$\mathfrak{V} = \frac{PV^2}{2g} + \frac{pv^2}{2g} - \left(\frac{P}{2g}U^2 + \frac{p}{2g}u^2\right)$$

$$\mathfrak{V} = \frac{P}{2g}\left(V^2 + \frac{p}{2g}v^2\right) - \frac{P}{2g}\left(2\frac{PV+pv}{P+p} - V\right)^2 - \frac{p}{2g}\left(2\frac{PV+pv}{P+p} - v\right)^2$$

$\mathfrak{V} = 0$. Es geht also beim Stoß von vollkommen elastischen Körpern gar nichts an lebendiger Kraft verloren.

Im Praktischen ist die Stoßwirkung von einem ganz großen Nutzen, wo es sich darum handelt in sehr kurzer Zeit und über einen sehr kleinen Weg eine ungeheure Wirkung hervorzubringen wie z.B. beim Münzprägen, beim Nageln, Einrammen u. dergl.

Nun da wir jetzt die Hauptprincipien der Mechanik noch einmal hervorgehoben haben, gehen wir jetzt zu ~~unserm~~ dem eigentlichen Gegenstand des Maschinenbau's über.

Bei jeder mechanischen Operation kommen 3 Körper in Betrachtung, erstens der Motor od. derjenige der die Operation vornimmt, und dann der Stoff, mit dem die Operation vorgenommen wird. Da der Motor jedoch nicht unmittelbar auf den Stoff einwirken kann, um die erste Veränderung mit ihm

mit ihr vorzunehmen, so muß zwischen dem Motor
und dem Stoff eine Maschine befinden.
An der Maschine selbst aber befindet immer
ein Theil auf den der Motor unmittelbar einwirkt
oder der Receptor od. Kraftempfänger sodann ein Theil, der
unmittelbar auf den Stoff einwirkt od. das
Werkzeug. Diejenigen Theile der Maschine, die
sich zwischen dem Receptor und dem Werkzeug
befinden werden Transmission od. Leitwerk genannt

Motor	Maschine			Stoff
	Receptor	Transmission od. Leitwerk	Werkzeug	

Diese Bestandtheile kommen bei jeder Maschine vor
sieh z. bei einer Dampfmühle.
Der Dampf der Motor, der Kolben der Receptor
die Wellen u. Räder der Mühle die Transmission
und die Mühlsteine das Werkzeug das Getreide
der Stoff. Diese Theile müssen wenigstens in
einer Maschine vorkommen.

Diejenigen Bestandtheile einer vollständigen
Maschine, die zusammen dienen sollen, damit die
Effect des Motor's aufgenommen werden kann,
nennt man zusammen: die Kraftmaschine.
Der Mechanismus der die Bewegung hervorbringt
die zur Verarbeitung des Stoffes nothwendig ist heißt:
die Arbeitsmaschine. Bei größeren complicirteren
Maschinen kommen aber nicht blos 1 Kraft od Arbeits
maschine vor, sondern es sind da gewöhnlich ganze
Systeme von solchen Kraft u. Arbeitsmaschinen
vorhanden. Über die allgemeinen Eigenschaften
der Motoren und ihre Wirksamkeit
Es ist schon vorhin gesagt worden, daß eine Kraft ein

isolirt, sondern immer in Verbindung mit einem Körper vorkommt, der alsdann Motor heißt Es besitzt also jeder Motor nur eine gewisse Menge Kraft.

Die Motoren theilen sich in verschiedene Arten.

1 In träge Motoren, zu welchen alle Diejenigen gehören, die sich bereits schon in einem bewegten Zustand befinden. Wie das Wasser, Lüfte etc.

2. Zu dieser Art gehören alle Motoren, die von einer Kraft werden. Ist alle Körper die von einem höheren an einen tieferen Punkt fallen, wie Bergwasser, das von oben herabfließt.

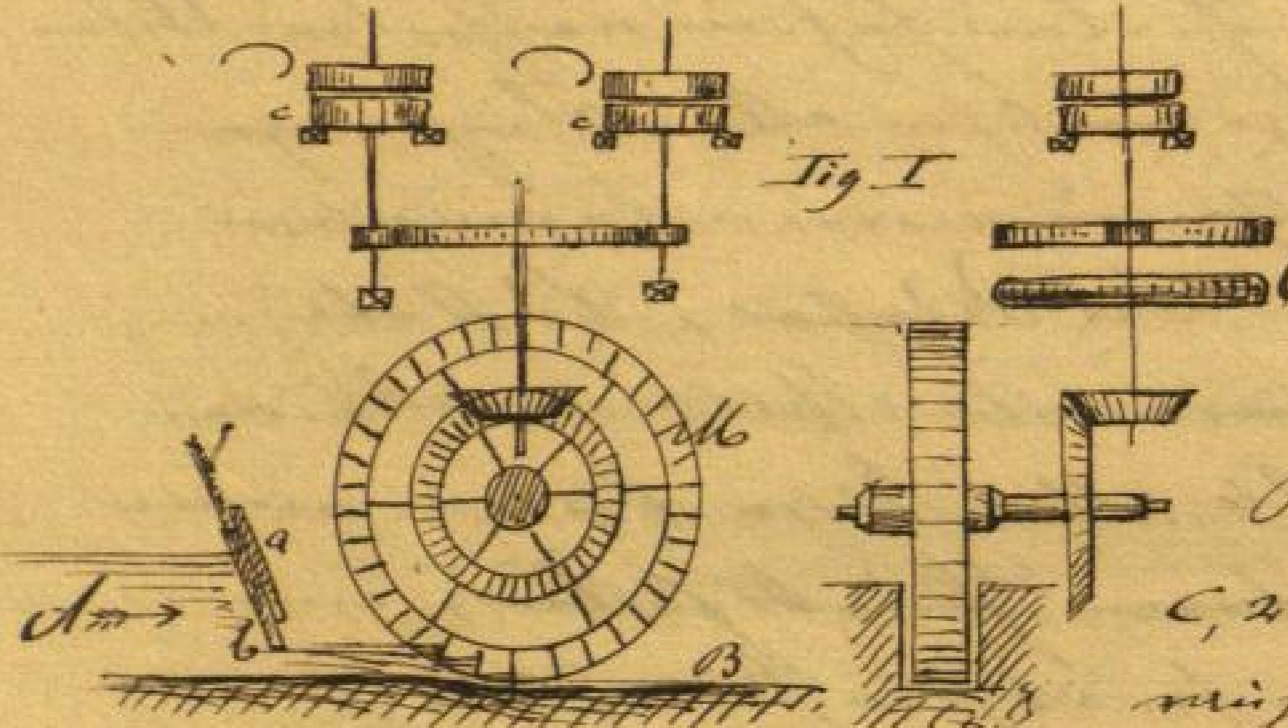
Zu der 3te Art gehören alle Diejenigen Körper, die durch innere Molekularkräfte motorisch werden. Wie eine aufgezogene Feder, sodann alle explodirenden chemischen Substanzen wie das Pulver, sowie auch der Dampf, aber insbesondere alle thierische Körper

Im Allgemeinen können wir die Motoren überhaupt eintheilen in Natürliche u Künstliche Zu den ersten gehören alle Diejenigen, die durch Naturkräfte, od durch allgemeine Naturprocesse Motoren werden wie das fließende Wasser, etc auch den Dampf können wir zu diesen rechnen. Künstliche Motoren werden alle Diejenigen genannt die durch natürliche Motoren erst zu Motoren gemacht werden, wie zB eine Feder die erst aufgezogen wird, die Gewichte an einer Uhr etc.

Es ist leicht einzusehen, daß jeder Motor nur ganz bestimmte Wirkungsfähigkeit in sich hat, So kann z.B. der Mensch 7 km in der Sec produciren.

Der Druck, den ein Motor auf 1 Receptor.

einleitet, richtet sich im Allgemeinen nach der Geschwindigkeit des Receptors und es ist daher leicht einzusehen, daß der Fall vorkommt, wo die Wirkung eines Motors auf den Receptor ganz verschwindet. —



Es sei Fig I eine Mühle mit 2 Gängen, die durch ein Wasserrad M getrieben wird.
A sei der Zuleitungscanal
B der Abflußcanal.
c, 2 cylindrische Steine die oben rauh behauen sind, d die 2 Läufersteine, die unten rauh behauen sind und durch ein Uebersetzung sehr schnell gedreht werden. Durch c läuft die Axe in einer Kopfbüchse und d wird dicht gedreht. In d ist ein Loch, wodurch das Getreide zwischen die Steine gebracht werden kann.

Es kommen bei jeder Maschine immer 4 die Kräfte, Widerstände, die Massen und der gesamte Zusammenhang in Betrachtung.
Bei dieser Mühle ist das Wasser die Kraft
die Getreidekörner u Reibung die Widerstände
der geom. Zusammenhang ist durch Fig klar.
Alle Widerstände zusammen machen einen Gesamtwiderstand aus. Die Kraft die man am Umfang des Wasserrades wirken muß, damit die Widerstände überwunden werden, nennen wir den Gesamtwiderstand der Maschine.
Es sei dieser Widerstand z. B. = 100 k, so wollen wir an verschiedenen Versuchen sehen, wie die Bewegung bei verschiedenen Kräften und Widerständen erfolgt.

Erster Versuch. Wir öffnen die Schütze nur sehr wenig, so daß der Druck des Wassers gegen die Schaufeln zb nur 50 ℔ ist, so wird natürlich die Maschine noch nicht in Gang kommen.

II.ter Versuch. Diesmal öffnen wir die Schütze sehr weit, so daß eine ungeheure Wassermasse auf die Schaufeln drückt. – Es wird hierbei die Kraft immer größer und größer werden u. die Geschwindigkeit immer wachsen, bis zu einem gewissen Grad, wo die Schaufeln so schnell gehen, daß ihnen das Wasser nicht mehr nachfolgen, also auch keinen so großen Druck mehr ausüben kann. Und von diesem Augenblick an nimmt also die Kraft und Geschw. wieder ab, bis zu einer gewissen Grenze bei der dann der Beharrungszustand eintritt.

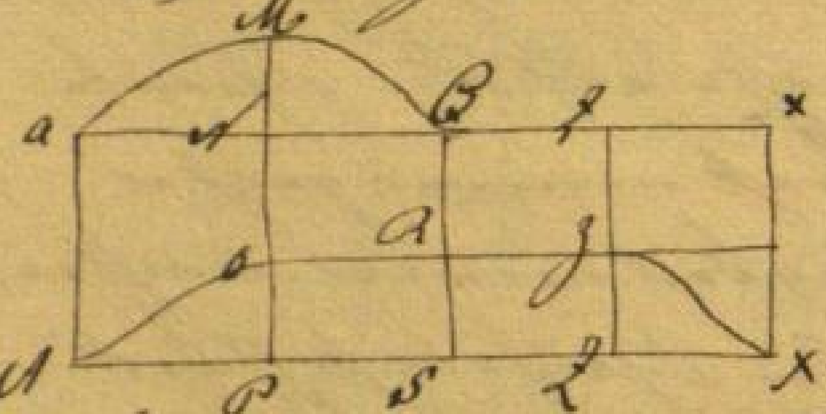
Setzen wir einzelne Zahlen.

Widerstand 100 ℔.	Kraft.	Überschuß
100	0	Keine Bewegung
100	10	
100	60	
100	100	0
100	110	10
100	120	20
100	150	50
100	120	20
100	100	0
100	100	0

Und nun, wenn die Kraft u. Widerstand zum 2t Mal ins Gleichgewicht gekommen sind, so werden die Schaufeln od das Rad sich ~~nicht~~ gleichförmig bewegen, da jetzt keine Ursache der Veränderung der Bewegung mehr da ist. Es bleiben also von ~~jetzt~~ nun an Kraft u. Widerstand immer im Gleichgewicht.

Wir können uns diesen Vorgang leicht graphisch versinnlichen. Es sei AB der Weg eines Punktes am Umfang des Rades. Da die Intensität

auf den Umfang reducirten Widerstand so
so kann a M β z x die Kraftcurve
a x die Widerstandscurve und
A o R z X die lebendige Kraft od. die Geschwindigkeits
curve vorstellen. Fläche AaNP od. die



$\boxed{AaNP}$ = die Wirkung die
die Widerstände während den
Weg AP consumirt haben
und PN. $\boxed{aMN}$ = W die, die
Kraft in derselben Zeit producirt hat. folgl.
(aMN) = $\boxed{AaMP}$ − $\boxed{AaNP}$ = dem Ueberschuß der Kraft
über die Widerstände oder = der lebendigen Kraft OP
$\boxed{Aa\,OS}$ Wirkg der Widerstände u. $\boxed{AaMOS}$ Wirkg der Kraft
bis sich die Kraft constant bleibt folg. ist dann
die lebendige Kraft RS der Maschine = $\boxed{AaMOS}$ − $\boxed{AaOS}$
Lassen wir nun plötzlich die Schütze schließen, so
daß also von diesem Augenblick an die Kraft = 0
ist die Widerstände aber bleiben, so geht die Maschine
vermöge ihrer lebendigen Kraft fort, die jedoch da
die Widerstände immer fort u. fort wirken nach
nach = 0 wird. Es ist also $\boxed{XxZz}$ = Zz = (aMQ)
= dem Ueberschuß der Kraft über die Widerstände
<u>III. Versuch.</u> Wir lassen nun die Schütze nicht so
weit aufziehen, also nicht so viel Wasser zufließen.
Die Widerstände seien dieselben, so ist es klar
daß nun das Rad im Beharrungszustand langsam
gehen muß. Denn es muß eine kleinere Wassermasse
mehr Druck auf die Schaufeln ausüben, was
aber dann der Fall sein kann, wenn diese, also auch
das Rad langsamer sich bewegen. (Denn der Druck
darauf die Schaufeln ausgeübt werden muß, ist immer derselbe)

IVter Versuch. Bei diesem machen wir den Widerstand kleiner z.B. nur = 50 K. Die zuströmende Wassermenge sei dieselbe wie im IIIten Versuch, so ist es jetzt ganz natürlich, daß die Maschine schneller läuft als früher da jetzt eine gl. Wassermenge einen geringeren Widerstand zu überwinden hat.

Vter Versuch. Machen wir aber den Widerstand größer z.B. = 150 K. so muß die gl. Wassermasse einen größeren Druck auf die Schaufeln ausüben, was blos dann sein kann, wenn diese langsamer gehen. Nun wollen wir eine 6te Versuch machen, und sehen, welchen Einfluß die Massen auf den Gang der Maschine ausüben.

VI. Es sei z.B. der Widerstand = 100 k, so wird die Maschine mit Vergrößerung der Masse durch ein Schwungrad C im Beharrungszustand gerade so schnell laufen müssen, als ohne dasselbe. Die Massen haben also keinen Einfluß auf die Geschw. im Beharrungszustand, sondern blos auf die Dauer und Geschw. Bewegung bis zum Beharrungszustand, also das Anlauf, und auf die lebendige Kraft der Maschine.

Die Bewegung der Maschine bis zum Beharrungszust. heißt das Anlaufen, im Beharrungszustand das Fortlaufen, und wenn der Motor beseitigt wird, das Auslaufen der Maschine.

Verändert sich aber nun plötzlich der Widerstand, in dem weniger Körner zwischen die Walzen kommen, also wird der gl. kleiner, so ist in diesem Augenblick ein Kraftüberschuß da, der die Bewegung der Maschine beschleunigt.

Es ist aber klar, daß diese Geschwindigkeitsänderung ganz von der Masse abhängt, und daß bei einer Maschine v. sehr großer Masse diese Änderung sehr klein ist, ganz unbemerkbar.

Fragen wir nun, wie lange die Anlaufzeit dauert, so sagen wir, mathematisch genau ist diese ∞ groß. d. h. die Maschine kommt niemals in einen eigentlichen Beharrungszustand.
Im Praktischen ist jedoch schon nach ein paar Secunden die Differenz zwischen dem wirklichen Zustand und dem Beharrungszustand so sehr klein, daß wir sagen können, die Maschine ist in ihrem Beharrungszustand.

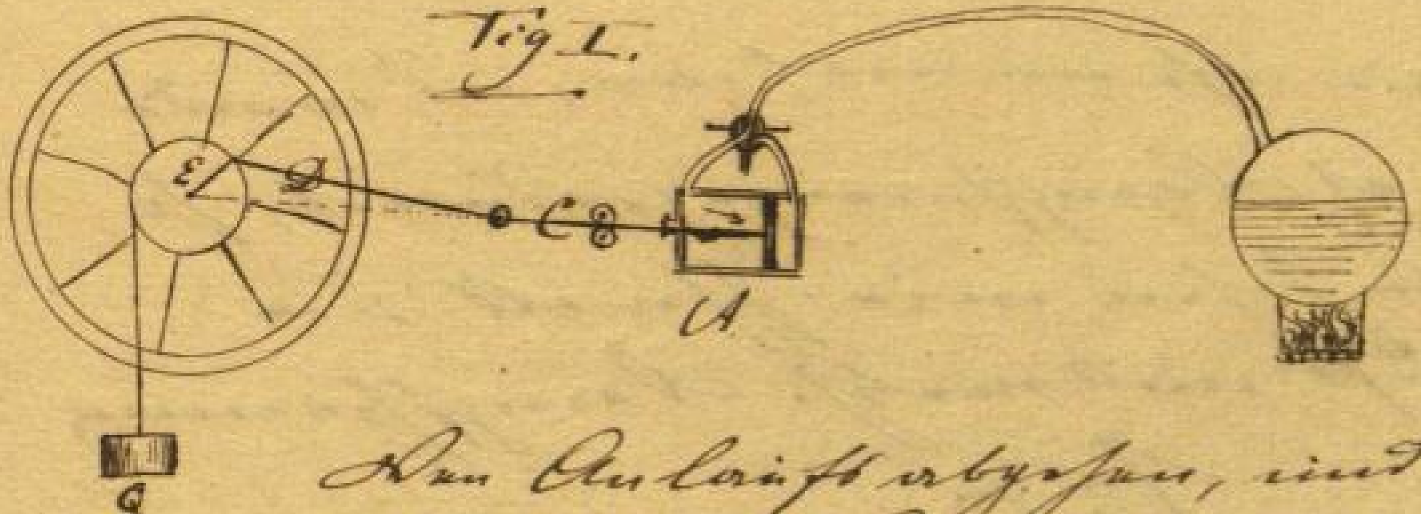
Nun hätten wir noch von denjenigen Maschinen zu sprechen, die in einen periodischen Beharrungszustand gelangen.
Ein solcher Zustand kommt vor bei
1, Maschinen mit drehender Bewegung, bei denen der Widerstand constant, der Motor aber periodisch ~~[illegible]~~ sich verändert
2, bei denen Kraft constant u. Widerstand periodisch veränderlich ist
3. Kraft u. Widerstand constant und Massen hin u. her geschoben werden müssen.

Die Versinnlichung der Bewegung bei solchen Maschinen geschieht am besten wieder durch ein Beispiel.

Es gebe Fig I das einfache Princip einer Dampfmaschine an. Reibung u. Widerstand werden durch die Last Q dargestellt.

Da der Anlauf bei dieser Maschine

Fig. I.

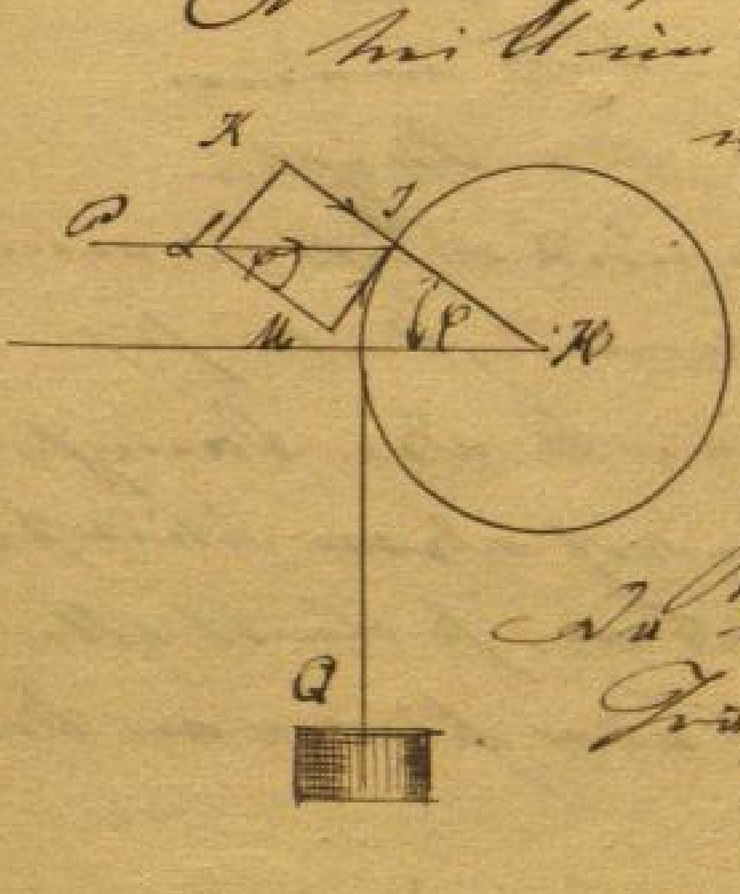


daß complicirt ist, so wollen wir einstweilen von den Schwingungen den Anlaufs abgesehen, und blos vom Fort- und Auslauf reden. Gerade so wie bei der Mühle ist es auch hier leicht einzusehen, daß sie nicht so schnell gehen kann, denn dann müßte der Kolben auch so schnell gehen, also müßte auch so viel Dampf erzeugt werden, wodurch dann die Spannung so klein würde, der Druck auf den Kolben also ganz verschwinden würde. Die Maschine wird also auch in einen Beharrungszustand kommen, bei dem die Spannung nach jedem Kolbenzug gleich ist, was wieder nicht sein kann, wenn nicht gerade so viel Dampf consummirt wird, als in gleicher Zeit producirt wird.

Es sind also zu dem Beharrungszustand 2 Bedingungen nöthig.

1. Daß die Bewegung während jeder einzelnen Umdrehung auf gleiche Weise geschehen muß, und
2. Daß die Spannung des Dampfes nach jeder Umdrehung dieselbe sein muß.

Es sei die Spannkraft, die den Kolben bei U im Beharrungszustand = P, welche wir als constant annehmen wollen.



Wir zerlegen P in 2 Kräfte KJ + MJ. MJ = P sin C, ist diejenige die allein Bewegung hervorbringt. Ist MJ = Q, so ist keine freie Kraft da und die Maschine wird also ihre Trägheit folgen.

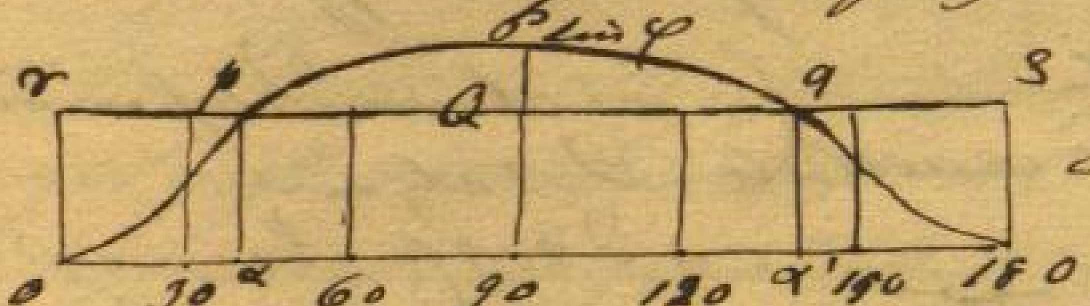
Nehmen wir nun noch einmal an, es werde in jeder Stunde 2fache Dampfmenge producirt, so wollen wir nun sehen, wie schnell die Maschine läuft und welche Dampfspannung im Kessel ist. Tafel

	I	II	III
Querschnitt des Dampfcylinders	= 1000 □cent. = $\frac{1}{10}$ □m		
Kolbenhub	1 m	— II	— III.
Volumen des Hubs	$\frac{1}{10}$ Cm	"	"
Last Q =	3180 k	— "	$\frac{3180}{2}$
Dampfproduction p. 1"	0,6 kW	— 1,2	— 0,6
hier ist. P. 1 = $\frac{\pi}{2}$ Q.	P = $\frac{3,142}{2}$. 3180 = 5000 k	"	— $\frac{5000}{2}$
Druck der Atmosph. auf 1 □cent = 1 k. folglich		"	
Atm. Druck auf den Kolben	= 1000 k.	— "	— 1000
Druck des Dampfes auf Kolben	= 5000 k	"	— 2500
folglich Gesammtdruck	= 5000 + 1000 = 6000 k	"	— 3500
Dampfdruck auf 1 □cent.	— 6 k.	"	— 3,5
folglich Dampfspannung	= 6 Atm.	"	— 3,5
Dampfverbrauch p. Hub	= $\frac{1}{10}$ Cm	"	"
Gewicht von 1 Cm Dampf v. 6 Atm.	= 3 k.	"	— 1,86
Gewicht 1 Cyl. voll Dampf v. 6 Atm.	= $\frac{1}{10}$. 3 = 0,3 k	"	0,186
Anzahl der Kolbenhübe p. 1"	= 2	— 4	— 3,2
Anzahl der Umdrehungen p. 1"	= 1	— 2	— 1,6
" " " p. 1'	= 60	— 120	— 96

Wir sehen also aus diesen 3 Versuchen, dass wenn doppelt so viel Dampf producirt wird die Maschine auch doppelt so schnell läuft, und dass wenn die Last halb so gross ist, die Geschwindigkeiten sich verhalten wie 60 : 96. Der Druck des Dampfes richtet sich auch hier wieder blos nach dem Widerstand. 6.
Bringen wir jetzt ein Schwungrad an, so bleibt alles dasselbe, die Massen haben daher auch hier gar keinen

Einfluß auf die Bewegung der Maschine im Beharrungs-zustand.

Wie wir wir oben gesehen haben $MJ = P\sin\varphi = \frac{Q\pi}{2}\sin\varphi$. Solange nun $Q\frac{\pi}{2}\sin\varphi < Q$, so lange wird die Geschwindigkeit der Maschine abnehmen. Ist die treibende Kraft $Q\frac{\pi}{2}\sin\varphi = Q$ so geht die Maschine gleichförmig und ist $Q\frac{\pi}{2}\sin\varphi > Q$, so nimmt ihre Geschwindigkeit zu. Anschaulicher können wir uns diesen Vorgang durch folgende Zeichnung.

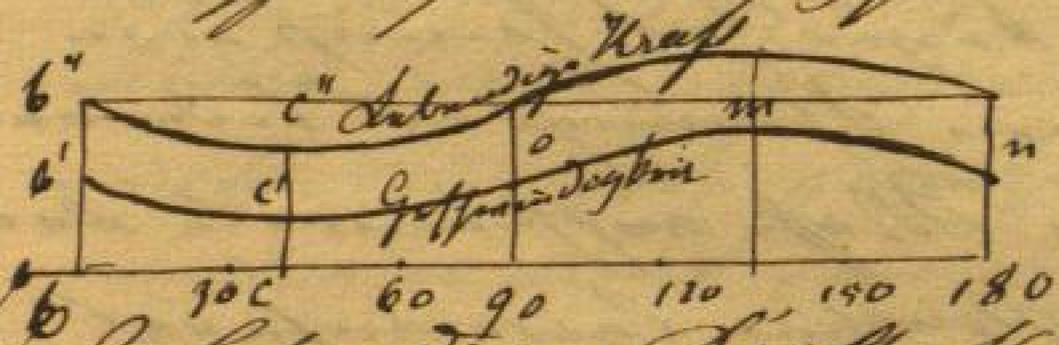


Man theile den Umfang des Schwungrades in 180 und trage sie auf eine gerade Linie auf, so wird sich wenn man Q u. $P\sin\varphi$ für die Wegelemente theile die Ordinaten aufträgt eine solche Figur herausbekommen. Für $\angle\alpha$ ist

$P\sin\alpha = Q = \frac{Q\pi}{2}\sin\alpha$, $\pi = 2\sin\alpha$, $\sin\alpha = \frac{\pi}{2}$

$\alpha = 39^0\,32'\,34''$, $\alpha' = 180 - \alpha$

Die lebendige Kraft u. Geschwindigkeit des Schw. J der Maschine stellen sich so dar; denn die lebendige Kraft der Maschine sei $= Av^2 = S$ so ist also v proportional der Quadratwurzel aus der lebendigen Kraft. Es sind also bb', cc' etc die Wurzeln bb'', cc'' etc. Da $R\cdot$ $\boxed{lopqu}$ $=$ sein muß $R\cdot$ $\boxed{rsdtq}$ so ist also der mittlere Werth von $P\sin\alpha$ = dem Widerstand Q.



Von dem Anlauf bei solchen Maschinen.

Angenommen die kommen wir also zwischen dem Dampfkessel und dem Kurbel Cylinder, sei vor der Zeichnung schon hergestellt und die Curbel stehe wie in Fig I. (Sch. Seite), so wird die treibende

Kraft in Fig. II graphisch darstellen und ebenso der

Verlauf der lebendigen Kraft.

const. Widerstand

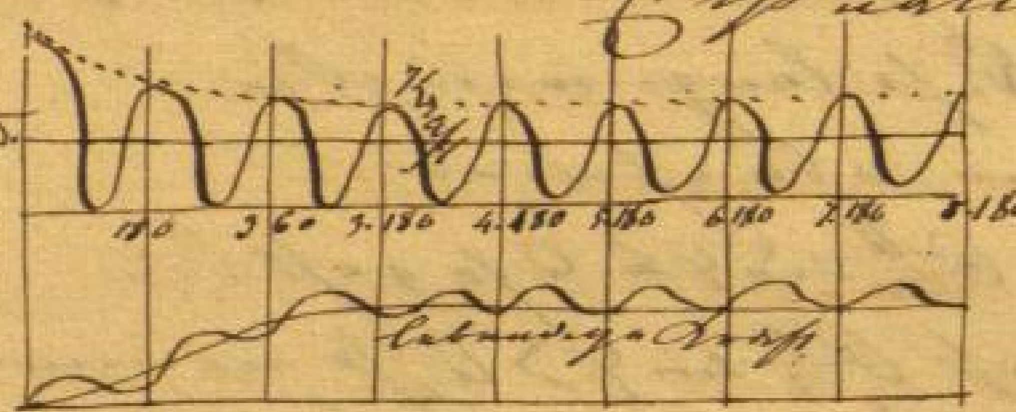
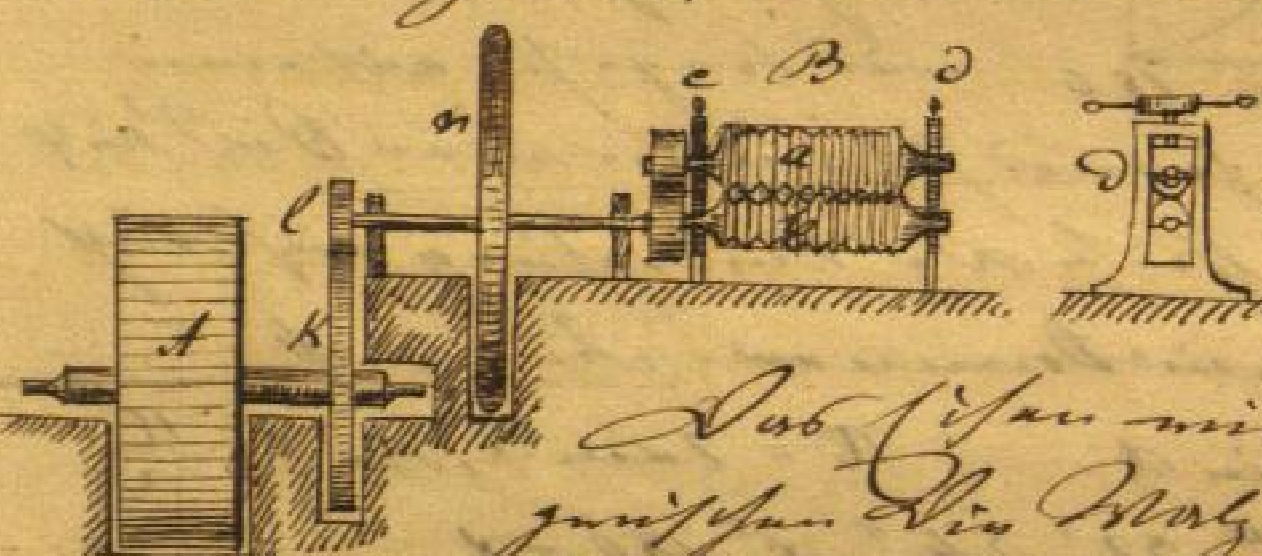


Fig.

Es ist natürlich daß für einen andern Mond der Kurbel die Curven anders werden. Ebenso kann man einen Zeug bei der dritten Art von Maschinen die eine Formveränderung des Stoffs bewirken diesen Verlauf der verschiedenen Theile graphisch darstellen. Es sei A ein Wasserrad B das Walzwerk, a u b l ∆ canellirte Walzen.



c u d 2 Ständer
k ein verzahntes Rad
l ein Triebrad
n ein Schwungrad.

Das Eisen wird weißglühend zwischen die Walzen gebracht, die vermöge der Reibung es packen und hinein treiben.

Da zu diesem Geschäfte eine ungeheure Kraft nothwendig ist, und diese zwar in sehr kurzer Zeit, so muß man sich hier eines sehr schweren Schwungrades bedienen das lebendige Kraft in Masse aufsammeln kann. Nehmen wir an die Maschine laufe anfangs leer, als dann werde ein Stück Eisen 3 mal durch immer kleinere Canäle gewälzt, so stellt sich der Vorgang folgend graphisch dar.

a b die aus dem Radumfang reducirte Gesamtwiderstand der Maschine durch Reibung.

Auch hier ist wieder leicht einzusehen, dass die Masse abgkise oder die Wirkg der Kraft gleich sein muss der Masse. abklmnopq gleich der Wirkg der Widerstand, oder = der Masse acde, wenn ac den mittlern wahren Weg der Widerstands od. der Kraft angibt.

Die Massen sind bei ~~derart~~ Maschinen von grosser Wichtigkeit, besonders die des Schwungrades. Es ist erstens Kraftaufsammler, und dann Regulator für die Bewegung, denn es ist bei jeder Maschine eine gewisse Geschwindigkeit bei der sie gut geht, denn ein jedes Werkzeug hat eine ganz bestimmte Geschwindigkeit, bei der es gut arbeitet.

Nachdem wir ~~nun~~ nun die Erscheinungen an den 3 verschiedenen Arten von Maschinen betrachtet haben, können wir die Regeln die bei allen dieselben sind als Allgemeine aufstellen.

1, Jede Maschine die irgend regelmässig gebraucht wird, und bei welcher Kraft u. Widerstände auf irgend eine regelmässige Weise einwirken, muss in einen Beharrungszustand der Bewegung eintreten, wozu gewiss aus dem Grunde, weil der Weg mit dem der Motor auf den Receptor einwirkt mit der Geschwindigkeit des letztern abnimmt. — Bis dieser Zustand eintritt nimmt die Geschwindigkeit der Massen im Allgemeinen zu. Im Beharrungszustand selbst bleibt sie innerhalb gewissen Grenzen od. ist sogar ganz gleichförmig. Der letztere Zustand tritt besonders dann ein, wenn die Maschine blos aus drehenden Massen besteht und wenn der Motor, sowie auch der Widerstand unveränderlich sind. — Die Zeit, welche verfliesst, bis dieser Zustand eintritt richtet sich vorzugsweise nach der Größe der Massen. Sie ist desto größer je länger je größer die Massen sind. — Im Beharrungszustand selbst ist die mittlere Geschwindigkeit ganz unabhängig von der Größe der Massen und richtet sich blos nach der Größe der Widerstände, oder eigentlich den Wirkungen, die diese hervorrufen. — Im Beharrungszustand ist die Quantität der hinzukommenden motorischen Substanz, welche auf die Maschine einwirkt ebensogroß als diejenige Quantität welche sich entfernt. — Im Beharrungszustand der Bewegung ist ferner die Gesammtwirkung des Motors in einer Periode ebensogroß als die Wirkungen, welche in dieser Zeit die Widerstände consummiren, oder auch, was dasselbe ist z. B. ist der auf den Receptor reducirte mittlere Gesammtwiderstand ebensogroß, als der mittlere Druck des Motors auf den Receptor. Auch kann man sagen, daß im B. d. Bew. die Kraft und die Widerstände in jedem Augenblick im Widerstand stehen. — In all denjenigen Momenten, in denen sich Kraft u. Widerstände vollkommen im Gleichgewicht halten, bewegt sich die Maschine blos durch die Trägheit ihrer Massen fort. Diese Bewegung ist gleichf., wenn die Maschine nur drehende Massen hat. In solchen Momenten, wo die Kraft intensiver wirkt, als zu der Ueberwindung der Widerstände nothwendig ist, so lange nimmt die lebendige Kraft der Maschine zu. In andern Momenten in welchen die Kraft nicht hinreichend ist, um den Widerständen das Gleichgewicht zu halten, nimmt die lebendige Kraft des ganzen Systems ab.

Hinsichtl. der Massen ist folgendes zu bemerken. Massen geben keinen besonderen Effect, sie sammeln sie blos auf und geben sie dann wieder ab. Die Massen haben auf die Geschwindigkeit im Beharrungszustand keinen Einfluß. Ihre nützliche Wirkung besteht vorzugsweise darin.

1. Daß sie als Kraftaufsammler dienen können und dadurch der Maschine die Fähigkeit geben innerhalb kurzer Zeit mächtige Wirkungen zu entwickeln. 2. Daß sie die Bewegung der Maschine regulieren, indem sie verhindern, daß die Geschwindigkeit die unter allen Umständen innerhalb gewisser Grenzen bleiben muß, also nicht zu groß noch zu klein werden kann.

3. Daß sie die Geschwindigkeit der Werkzeuge, sowie auch die des Receptors ebenfalls innerhalb derjenigen Grenzen halten, die für ihre Function am zweckmäßigsten und geeignetsten sind. — Nachdem wir nun die Maschine als Erscheinung betrachtet haben, so kommen wir nun an die Art u. Weise die Maschinen zu construiren. Als erstes Beispiel wählen wir eine Mühle.

Wasser als Motor, das Gestell u. Mahlgänge haben, es soll Mehl, Gries und Kleie gemacht werden. Die Werkzeuge seien 2 cylindrische Steine von denen man den Durchmesser und die Höhe kennen muß. Es sei Durchmesser = 5', die Höhe = 1 1/2'. Die Steine sei von Andernach. Um nun eine solche Maschine richtig und gut zu construiren muß man vor allen Dingen, die physischen, chemischen u. naturhistorischen

Eigenschaften des Wassers müssen kennen.

Man weiß, die Steine dürfen 120 Umdrehungen pr. Minute machen, ohne das Mehl zu ruiniren.

Nun frägt es sich aber:

Wie soll man die Steine schärfen.

Wie viel u. was für Figuren soll man einhauen soll.

Wie soll das Getreide zwischen die Steine gebracht werden, und wie soll es befördert werden.

Wenn wir dieses alles nun kennen, so sind wir mit dem Mahlgang fertig und wir gehen nun zur Kraftmaschine über.

Das Wasser habe z.B. 1 Meter Gefäll.

Da nehmen wir, ein unterschlächtiges Rad, da wenig Gefäll, aber viel Wasser da ist, und die Maschine wenig kosten soll.

Es sei $R = 2.6^m$. Um nun die Wassermasse zu finden die wir wirken lassen müssen, muß der Effect der Maschine gegeben sein, Man weiß nun, daß für einen Mahlgang 3 Pferde nothwendig sind d.h. der Effect der Maschine od. der Nutzeffect.

$(N_e) = 6$ Pferdestr. $= 6.75\ km = 450\ km$.

Es heiße die Geschw. des Wassers

$$v = \sqrt{2g.s} = \sqrt{2.9{,}81.1} = 4{,}4^m$$

Als Geschw. des Rades nimmt man 0,4 der Geschw. des Wassers an also $v = 0{,}4 \cdot 4{,}4 = 1{,}76^m$

Es sei n die Anzahl Umdrehungen des Rades so ist.

$$\frac{2R\pi . n}{60} = v \quad \text{folg.} \quad n = \frac{60v}{2\pi R} = \frac{60 . 1{,}76}{1056} = 6{,}7$$

oder nahezu 7 Umdrehungen pr. Secunde.

Es sei Q die Anzahl Cubic m. Wasser, das pr.^d zuströmen muß, so ist:

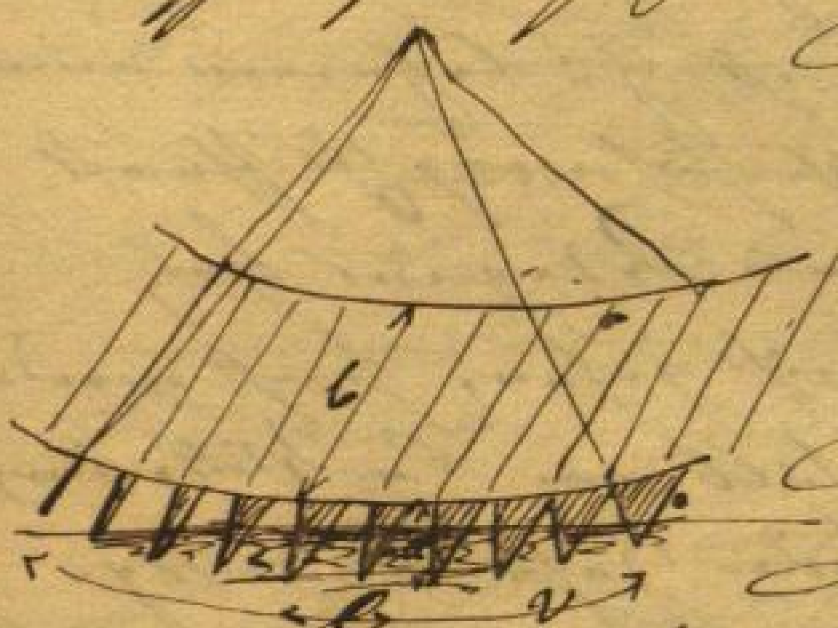
Lebendige Kraft des Wassers

$$\frac{1000\,Q}{2g}\,v^2 = 1000\,Q\,\frac{v^2}{2g} = 1000\,QH$$

und diese muss = sein dem Effect den die Maschine produciren soll, also = 450 k.

folg. ist $Q = \dfrac{450}{1000\,H} = 0{,}45$ Cubm.

Dieses wären die Anzahl Cub. mtr. Wasser die nothwendig wären, wenn das Rad ganz vollkommen wäre, da dieses aber im Gegentheil sehr unvollkommen ist, so braucht man nach der Erfahrung 3 mal so viel Wasser p. 1'' folg. $Q = 3 \times 0{,}45 = 1{,}35\,C^m$



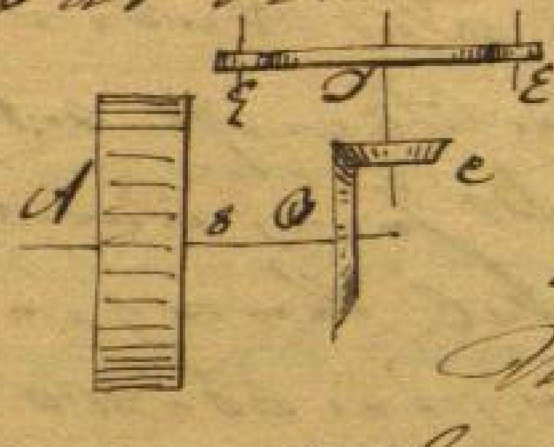
Volumen $abv = 2Q$

$b = \dfrac{2Q}{av} = \dfrac{2 \cdot 1.35}{0{,}6 \cdot 1{,}75} = 2{,}7\,m$

$a = 0{,}6$

$e = 0{,}7$ folg. Anzahl der Schaufeln $= \dfrac{2R\pi}{e} = 92$

Da nun die Mühlen 120 Umdrehungen machen müssen und das Rad blos $\dfrac{2R\pi}{v} = \dfrac{15}{1{,}75} = 8$ Umdrehungen macht, so müssen sich also die Mühlen $\dfrac{120}{8} = 15$ mal so oft drehen als das Rad. C macht also 8 Umdrehungen = B



$C_{zb} = 2 \cdot 8 = 16$ so auch D und da E 120 machen müssen so muss $E = \dfrac{120}{16} = 7$ mal so klein sein als D.

Und dem Dritten kommt blos noch der Bau selbst, welchen wir aber jetzt nicht weiter beschreiben wollen. Erscheinen hierzu 1. Material, 2 die Stärke, 3 die Formen und 4 Verbindungen der einzelnen Stücke.

Zu dem Bau sind nothwendig.

1. Allgemeine Dispositionszeichnungen, worin alle Hauptdimensionen der Maschine und ihres Baues vorkommen.

2. Die Bauzeichnungen, worin alles was zum Bau der Maschine und des Hauses nothwendig ist, gemessen vorkommt.

3. Die Detailzeichnungen wo möglich in natürlicher Größe.

2. Construction einer Bretter Sägemühle

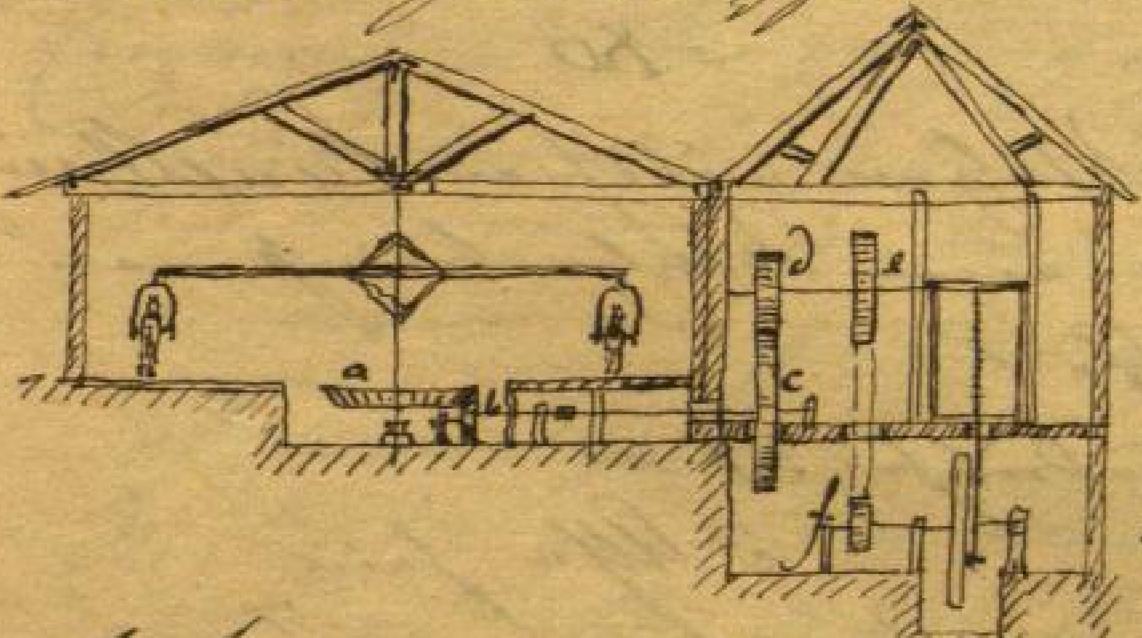
Zu Brettern nimmt man gewöhnlich Tannenholz weil dieses am wohlfeilsten und am leichtesten zu zerschneiden ist. Das Holz ist langfaserig u. ziemlich weich, wonach das Werkzeug einzurichten ist. Zu letzterem nimmt man am besten eine Säge, welche sich möglichst schnell bewegen muß und schnell sich einen Weg ins Holz bahnt. Zu schnell darf sie nicht gehen, sonst werden die Bretter zu rauh, und deshalb von der Witterung zu leicht angegriffen werden. Jeder Zahn der Säge muß die Schnittfläche oben und unten bei jedem Hub verlassen, damit er die in seiner Höhlung sich befindenden Späne ~~zu~~ ausleeren kann, daher muß die Länge der Säge zum wenigsten das doppelte der Dicke des Holzes betragen. Die Breite der Säge ist 4-5 mm. vom. Die Zähne müssen geschränkt sein, und die Säge gerade stehen, sich jedoch vertikal bewegen. Die Anzahl der Hübe ist sehr verschieden, von 60-200. Wenn die Säge zu langsam geht, so werden die Fasern nicht so leicht durchgeschnitten, sondern sie biegen sich zu erst[illegible] denn mehr Arbeitskraft nothwendig ist. Durch einen Schlitten der mit der Säge in Verbindung steht, wird der Balken der Säge stets geändert.

Als Motor nehmen wir Pferde, deren Anzahl sich nach der zu verrichtenden Arbeit richtet. 3 Pferde werden im allgemeinen genügen. Die beste Vorrichtung um die Pferdekraft auf die Maschine zu übertragen ist der Göpel, wodurch zugleich die Thiere geschont werden. Die Arme des Göpels müssen lang sein, weil sonst die Thiere sich zu viel krümmen müssten welches sehr ermüdend für sie ist. Die vortheilhafteste Geschwindigkeit für das Pferd ist durchschnittlich 2 Meter.

Wir nehmen die Arme des Göpels 4 Meter lang an.

Es sei die Anzahl der Umdrehungen des Göpels p. 1' = n so ist $\frac{2 \cdot 4 \cdot 3.14 \cdot n}{60} = 2$ folglich $n = \frac{2 \cdot 60}{8 \cdot 3.14} = 5$

Die Transmission muss also bewirken daß während der Göpel 5 mal sich dreht, die Säge 80 mal (angenommen) auf u. ab geht. folglich eine $\frac{80}{5}$ eine 16 malige Transmission einschalten. Man macht daher.

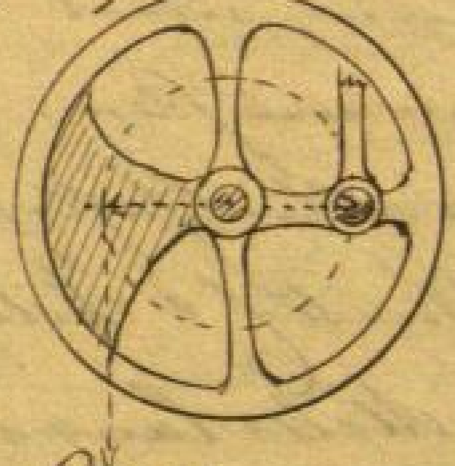


$\frac{a}{b} = 4 \quad \frac{c}{d} = 2$ u $\frac{e}{f} = 2$

Da nun, wenn die Säge auf geht die Pferde arbeiten müssten wenn sie ab geht die Säge die Pferde treiben würde, so kann man ein Gegengewicht = dem Gewicht G der Säge anbringen, welches den halben Widerstand, den die Säge beim Schneiden findet, so also daß die Pferde beim Auf u. Abgehen der Säge immer mit einer Kraft = G + ½ W zu arbeiten haben. Die Ungleichförmigkeit durch die Gewichte wird damit beseitigt, aber noch die Ungleichförmigkeit durch die Massen zu beseitigen. Die Säge hat nämlich

$G - \frac{1}{2}W$

Oben und unten ist die Geschwindigkeit = 0 und in der Mitte ist sie am größten, die Pferde müssten daher einmal stark ziehen um die Geschw. der Masse zu beschleunigen und einmal nur wenig. Diesem Umstand wird durch einen Kl. Schwungkranz abgeholfen. Dem Schwungrad giebt man, eine



$G - \frac{1}{2} W$

Die Zeichnung zeigt zu 16 das Gegengewicht bei.

Das nächste Beispiel soll ein Grobeisenwalzwerk sein, das durch eine Dampfmaschine getrieben werden soll. (Rühlmann S. 313 Resultate)

Der Stoff ist hier also Eisen.

Die Arbeit ist das Umwandeln eines Eisenklotzes in einen geformten Stab.

Es soll der Durchmesser der Walze = 0,40 m sein
Länge " " = 1,55 m
Umdrehungen p. 1' " " = 80

Das Werkzeug ist die Walzen mit ihren Cannelirungen.

Kraftmaschine. Für eine Walze braucht man 36 Pferdekräfte als Effect.

Die Kolbengeschwindigkeit sei = 1 m
Dampfspannung soll = 3 Atm. sein
1 Atm. Druck ist 1,0335 k. auf 1 □ cent. folg.
wenn D Durchmesser des Cylinders ist
Nutzeffekt der entwickelt werden muß

$$\frac{D^2\pi}{4} \cdot 2 \cdot 1 \cdot k^m = 36 \times 75\ k^m$$

folg. $D = \sqrt{\frac{4 \cdot 36 \cdot 75}{2 \cdot \pi}} = 0,41\,m.$

Es ist Länge des Kolbenhubs $= 2 \cdot 0,41 = 0,82\,m$
sonst der Weg der Kolben in 1', wenn n die

Anzahl der Umdrehungen der Welle p 1' ist:

$$\frac{2 \times 0{,}82 \cdot n}{60} = 1 \text{ folglich } n = \frac{60}{2 \cdot 0{,}82} = 36{,}6$$

Kessel.

Durchmesser des Cylinders $= 0{,}41$

Kolbenschub $= 0{,}82$

Volumen 1 Hubes $= \frac{(0{,}41)^2 \cdot 314}{4} \times 0{,}82 = 0{,}108\ c^m$

Da bei 1 Umdrehung der Cylinder sich 2 mal füllt so ist

Dampfverbrauch p 1' $= 2 \cdot 37 \cdot 0{,}108\ c^m = 7{,}992 = 8\ c^m$

Spannung des Dampfes sei 3 Atm.

Gewicht 1 c^m Dampf zu 3 Atm $=$ 1,62 k.

Dampfverbr. p 1' $=$ $8 \cdot 1{,}62$ k Dampf $= 12{,}96$

(Seite 186) Heizfläche .. $2{,}5 \times 12{,}96 = 32{,}4$ □m

Totale Oberfl. $=$ $1{,}5 \times 32 = 48$ □m

1 k. Steinkohlen gibt 10 k. Dampf (theoretisch) praktisch blos 5 k da der andere durch die Erwärmung der Umgebung verbraucht wird

Steinkohlen verbr. p 1' $= \frac{12{,}96}{5} = 2{,}59$

p 1 Stunde $= 60 \cdot 2{,}59 = 155{,}4$ k

p 1 Stunde für 1 Pferd $= \frac{155{,}4}{36} = 4$ k

Transmission.

Umdrehungen einer Welle p 1' $=$ 80

Curbelwelle p 1'' $=$ 37

Uebersetzungszahl $\frac{80}{37}$

Schwungrad. Dieses muss im allgemeinen so groß werden, daß die Ungleichförmigkeit der Bewegung keinen wesentlichen Nachtheil für die Arbeit mehr ergibt. So muss das Schwungrad mit der Kraft der Maschine im Verhältniss stehen, welches durch die Zeit ausgedrückt wird, die die Maschine braucht um dem Schwungrad seine normale Geschw. zu ertheilen.

Die Maschine soll 30" Arbeiten bis das Schwungrad seine normale Größe erlangt hat.

Umdrehungen p. 1' = 37

Halbmesser = 3 m

Umfangsgeschw. = $\frac{2\cdot 3\cdot 3{,}14\cdot 37}{60} = 11{,}6 = 12^m$

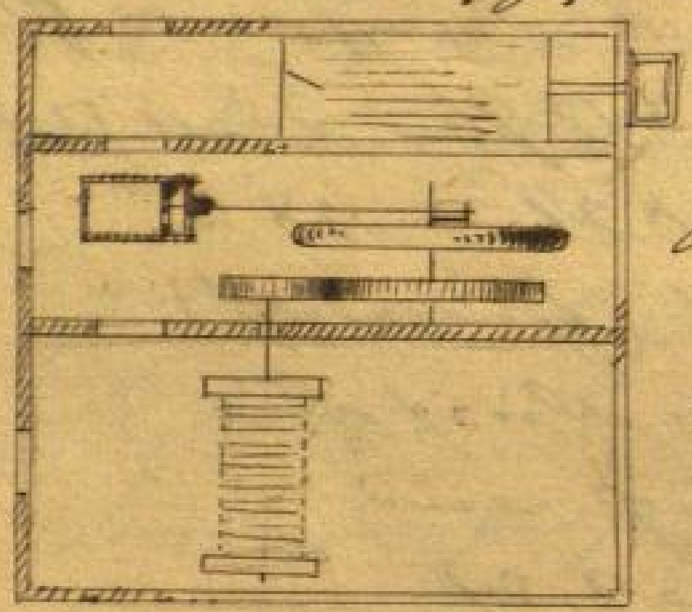
Arbeit der Maschine p. 30 Sec = $36\cdot 75\cdot 30 = 81000$ km.

Lebendige Kraft des Rades

$$\frac{G}{2g}v^2 = 81000 \qquad G = \frac{2g\cdot 81000}{v^2} = \frac{20\cdot 81000}{144}$$

$$G = 11300\ k.$$

Nun hätten wir die Hauptdimensionen bestimmt und die Dispositionszeichnungen können zu machen.



Ausmittlung des Effects, der zum Betrieb einer Maschine nothwendig ist.

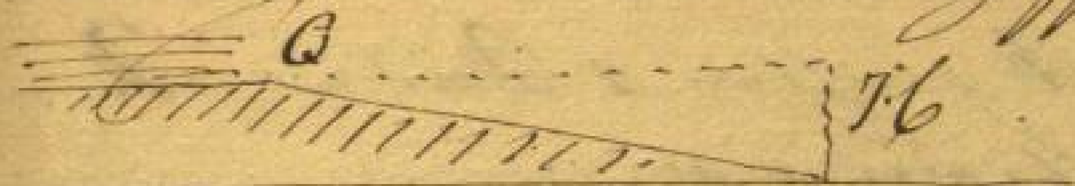
Im Allgemeinen kommen dreierlei Effecte an einer Maschine in Betrachtung

1. Der Absolute Effect des Motors
2. der Nutzeffect der Kraftmaschine
3. Der Reine Nutzeffect

Unter dem Nutzeffect versteht man diejenige Wirkung, die noch übrig bleibt von der Kraftmaschine ~~zur~~ zur Benutzung anderer Zwecke, also diejenige, die der Transmission übergeben wird.

Der Reine Nutzeffect ist alsdann derjenige der von der Transmission unmittelbar auf das Werkzeug übertragen wird.

Der absolute Effect des Motors ist gewöhnlich leicht zu finden, und nachdem man die Vollkommenheit der Maschine berücksichtigt hat und hieraus der Nutzeffect bestimmt.



Es fallen z.B. Q c' Wasser p'' über eine Höhe H so ist ihre lebendige Kraft od. Wirkungsgröße $= \frac{1000\, Q \cdot H}{75}$ od. = dem absoluten Effect $\left(\frac{W}{a}\right)$ der Maschine. Wenn man das Gefälle nicht messen kann, sondern das Wasser eine gewisse Geschwindigkeit besitzt, so ist $\frac{1000\, Q\, v^2}{2g \cdot 75} = \left(\frac{W}{a}\right)$ in Pferdekr. ausgedrückt

Nun weiß man daß das Verhältniß $\left(\frac{W_n}{W_a}\right)$ immer < 1 ist und zwar

bei unterschlächtigen Rad $\frac{W_n}{W_a} = \frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{3}$

mittelschlächtigen " " $= \frac{1}{2} - \frac{2}{3}$

oberschlächtigen " " $\frac{2}{3} - \frac{3}{4}$

Gute Turbine .. " " $\frac{2}{3} - \frac{3}{4}$

Es sei z.B. $Q = 0{,}5\ c^m$, $H = 2{,}5^m$

$\frac{W_n}{W_a} = \frac{2}{3}$ so ist $\left(\frac{W}{a}\right) = \frac{1000\, Q \cdot H}{75} = \frac{1000 \cdot 0{,}5 \cdot 2{,}5}{75} = 16{,}7$ Pferde

folg. $W_n = \frac{2}{3} W_a = \frac{2}{3} \cdot 16.7 = 11.13$ Pferdekräfte

---

Es soll eine Maschine durch Dampf getrieben werden. Die soll täglich 10 Ctr. Steinkohlen $= 500$ k also in 12 Stunden brauchen.

Kohlenverbrauch p. 12 Stunden — 500k

Qualität der Maschine — mittlere

Kohlenverbr. p. 1 Std. p. 1 Pf. — 3 k

Folglich hat die Maschine $\frac{500}{3 \cdot 12} =$ 14 Pferdekr.

Eine andere Methode den Effect zu berechnen ist die: Man berechnet den Druck mit dem die Maschine an irgend einer Welle arbeitet, und bestimmt die Geschw. dieses Punktes;

Ist nun z.B. der Druck zwischen 2 Räder = K

Umdrehungen des Wellrades = n

Halbmesser = R

So ist $\frac{2R\pi . n}{60} . K$ der Effect der Maschine

Um nun den Druck am Umfange einer Welle der Maschine zu messen, hat man Dinamometer; Wir wollen hier blos das Prony'sche ~~Dinamometer~~ beschreiben.

Prony'sche Bremse od. Zaum.

Diese Methode besteht darin, daß man die Maschine einen meßbaren Widerstand überwinden läßt.

Es wird zu diesem Zweck eine Rolle R mit Keilen an die Welle A fest verbunden. Sodann werden 2 Stangen a u. b auf die Rolle gelegt und diese Stangen mittelst Schrauben angepreßt.

Der obere Balken verlängert sich in einen Hebel, der blos zwischen 2 Balken spielen kann.

Hat man also die Verbindung der Maschine aufgehoben und bringt nun diesen Zaum an die Welle an, so wird am Anfang die Maschine schneller laufen; Nun kann man es aber durch allmäßiges Zusammenschrauben der Stangen dahin bringen, daß das Rad so schnell geht, als wenn es in Verbindung mit der Maschine ~~war~~, ging. Der Hebel L wird nun natürlich an den obern Balken wieder drücken, da man ihn vorher durch ein Gegengewicht Q in balance über dem Mittelpunkt gebracht hat.

Nun, wenn das Rad also seine frühere Geschw. wieder erlangt hat legt man Gewichte auf die am Hebel L angebr. Wage, bis sich der Hebel, von dem Balken allmälig entfernt. Nun ist es aber klar daß das Gewicht $\times L$ = sein muß dem Reibungswiderstande F. auf der Rolle $\times R$; dem Druck der Maschine in einer Entfg R von der Axe der Welle oder $F = G \cdot \frac{L}{R}$

Es sei v die Geschw. am Umfang der Rolle n die Anzahl der Umdrehungen der Rolle p. 1' ist $v = \frac{2R\Pi \cdot n}{60}$ u. Effect $E = F \cdot v = G \cdot \frac{L}{R} \cdot \frac{2R\Pi \cdot n}{60}$

$$E = \frac{2\Pi}{60} \cdot L\,G \cdot n$$ u. kann so ausgedrückt

Ist $n = 8$ $L = 3^m$ $G = 20k$; $E = \frac{2\pi}{60} \cdot 3 \cdot 20 \cdot 8 = 50k$

" $n = 6$ " $G = 36$ " $E = \frac{2\pi}{60} \cdot 3 \cdot 36 \cdot 6 = 67.7k$

$n = 3$ " $G = 60$ " $E = \frac{2\pi}{60} \cdot 3 \cdot 60 \cdot 3 = 56k$.

Wir sehen also daß die Geschw. des Rades ganz und gar nicht gleichgültig ist und daß es bei ungefähr 6 Umdrehgn p. 1' den größten Effect entwickelt.

Es sei die Wassermenge p. 1'' = $Q = 0.5 c^m$

$(N_a) = \frac{1000\,Q}{75} \cdot H = 16,7$ Pferde, wenn H die Höhe des Wasserstrahls ist. Mittelst der Brake'schen Bremse findet man $(N_n) = 8\frac{1}{3}$ Pferde folgl. ist bei einer solchen Maschine $\frac{N_n}{N_a} = \frac{8\frac{1}{3}}{16\frac{2}{3}} = \frac{1}{2}$. Es wäre also eine schlechte Maschine.

Findet man $N_n = 12\frac{1}{2}$ p. p. $\frac{N_n}{N_a} = \frac{3}{4}$. Dies wäre eine sehr gute vollkommene Maschine.

Auf diese Weise kann man also den Werth u. die Qualität einer Maschine bestimmen.

Bestimmung des Effectes.

Wir unterscheiden:

1. Den Effect der Kraftmaschine
2. " " den die Maschine zum Betrieb nöthig hat

Den Effect der Kraftmaschine findet man, wenn man den Druck, den die Kraftmaschine auf den Receptor ausübt, mit der Geschw. der Uebertragungstheile multiplicirt. Oder, wenn man alle W. Effecte, die durch die Unvollkommenheit der Maschine verbraucht werden u. subtrahirt sie von $(\mathfrak{A})$

Den Betriebseffect findet man, wenn alle den einzelnen Widerständen entsprechenden Effecte addirt werden zu dem Effect der durch zufällige Stöße u. Massengeschw.änderungen gebraucht wird.

Es sei W, w_1, w_2, w_3 etc. die einzelnen Widerst.

C, c_1, c_2, c_3 ... ihre entspr. Geschwindigkeiten

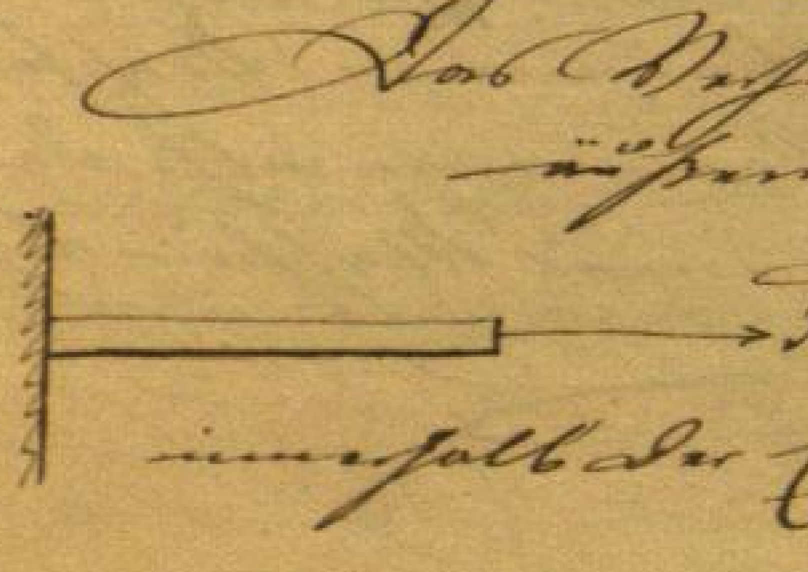
so ist Betriebseffect $E = WC + w_1 c_1 + w_2 c_2 + w_3 c_3 + \dots + V$

wenn V der Verlust an leb. Kraft pro 1" bedeutet.

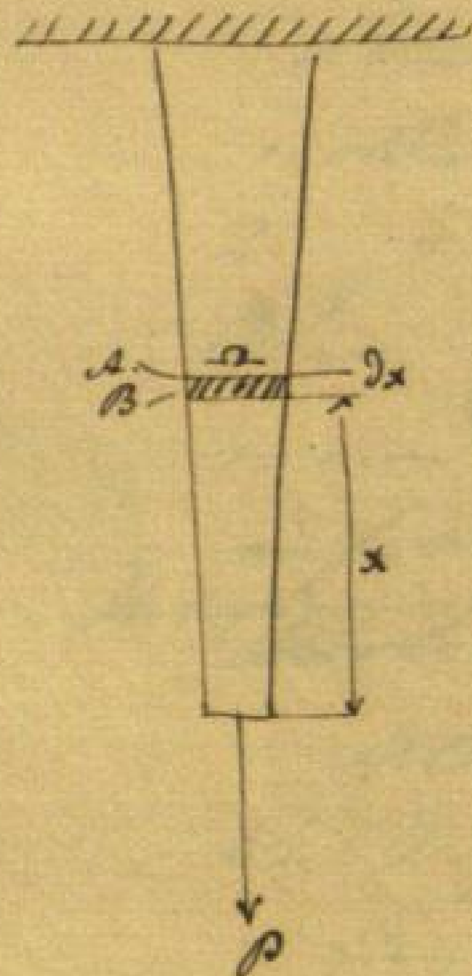
Ueberall, wo die mech. Operation einer Maschine eine Ortsveränderung ist, kann man den E ganz leicht u. genau berechnen.

Allein bei den Formveränderungen ist es oft nicht möglich ihn zu bestimmen. In solchen Fällen, wo die Berechnung unmöglich ist, muss man nach praktischem Gefühl schätzen.

Das Verhalten der Körper gegen äußere Kräfte.



Die Ausdehnung eines Stabes ist nach der Erfahrung, ist innerhalb der Elasticitätsgrenze proportional



Sehr lange Stäbe deren Gewicht im Vergleich zu der an sie gehängten Last gross ist erhalten in allen Querschnitten gleiche Festigkeit, wenn sie nach der Formel

$\Omega = \frac{P}{\mathfrak{K}} e^{\frac{\gamma}{\mathfrak{K}} x}$ gemacht werden,

worin P die angehängte Last
$\mathfrak{K}$ die absolute Festigkeit des Mater:
e die Basis der natürl. Log: = 2,718
γ das specifische Gew. des Materials
und x die Höhe über dem untern
Ende des Stabes bedeutet wo der
Querschnitt des Stabes = Ω
werden muß.

Ableitung.

Das Gewicht eines unendl. kleinen Stababschnittes in der Höhe (x) von unten ist $\Omega . dx . \gamma$ und folglich das Gewicht des am Querschnitt Ω hängenden Stabes $= \int_{x=0}^{x=x} \Omega . dx . \gamma$

da aber $\Omega . \mathfrak{K} = P +$ diesem Gewichte sein muß so haben wir

$\Omega \mathfrak{K} = P + \int_{x=0}^{x=x} \Omega \, dx \, \gamma$ differenziert gibt. $\mathfrak{K} . d\Omega = \Omega . dx \, \gamma$ F oder

$\mathfrak{K} . \frac{d\Omega}{\Omega} = \gamma . dx$ und integriert

1) $\mathfrak{K} \lg \Omega = \gamma x + C$ für $x = 0$ muß $\Omega = \frac{P}{\mathfrak{K}}$ sein demnach

2) $C = \mathfrak{K} \lg \frac{P}{\mathfrak{K}}$ od $\cancel{\mathfrak{K} \lg \frac{P}{\mathfrak{K}}}$ beide Gl. von einander abgezogen

$\frac{\gamma x}{\mathfrak{K}} = \mathfrak{K} \lg \Omega - \mathfrak{K} \lg \frac{P}{\mathfrak{K}} = \mathfrak{K} \lg \frac{\Omega . \mathfrak{K}}{P}$

$e^{\frac{\gamma x}{\mathfrak{K}}} = \frac{\Omega \mathfrak{K}}{P}$ woraus

$\Omega = \frac{P}{\mathfrak{K}} . e^{\frac{\gamma x}{\mathfrak{K}}}$ folgt.

F Diese Gl. $\mathfrak{K} . d\Omega = \Omega . dx . \gamma$ hätte man auch sogleich ohne die vorhergehende anschreiben können denn die Zunahme des Querschnittes von Schnitt ~~A und B~~ B zu Schnitt A rührt von dem Gewicht des dazukommenden Stabelementes $\Omega . dx . \gamma$ her die Tragfähigkeit dieser Zunahme $d\Omega . \mathfrak{K}$ muß demnach = dem Gewicht dieses Stabelementes $\Omega . dx . \gamma$ sein.

der Länge l des Stabes, der ausdehnenden Kraft K und umgekehrt proportional dem Querschnitt a des Stabes. Auch ist sie abhängig von dem Material selbst, was wir durch einen Faktor $\frac{1}{\varepsilon}$ ausdrücken wollen.

Es ist also die Ausdehnung $e = \frac{1}{\varepsilon}\,\frac{K \cdot l}{a}$ od. $\varepsilon = \frac{K\,l}{e\,a}$

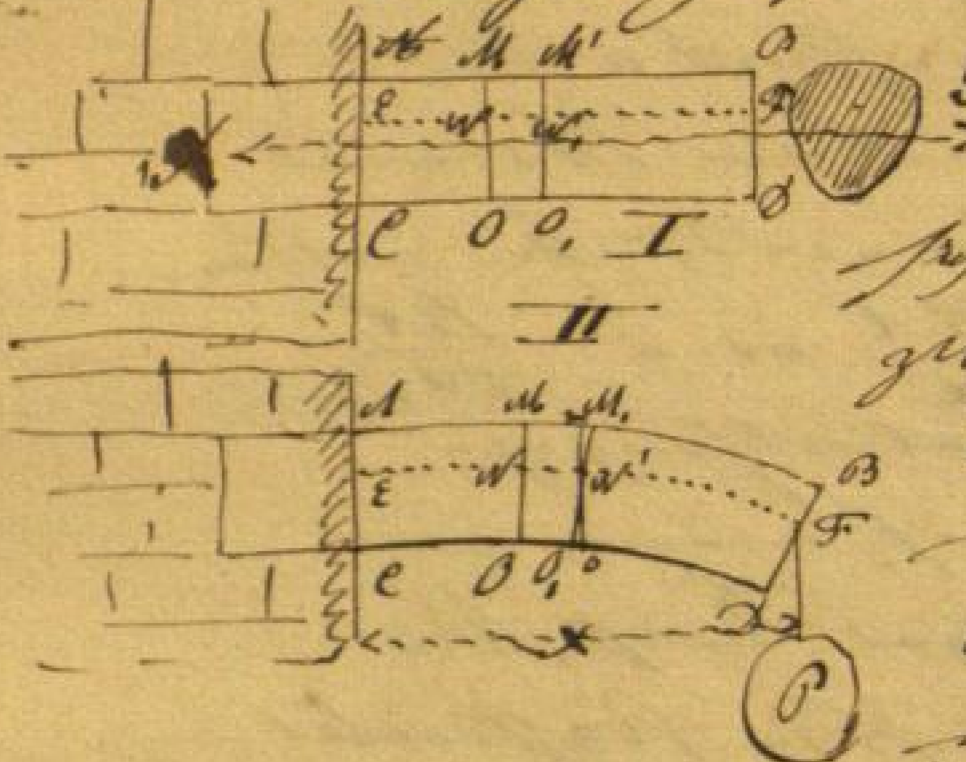
Dieser von dem Material abhängige Koefficient ist also (wie man sieht, wenn man $a = 1$ u. $e = l$ setzt) $= K =$ derjenigen Kraft, die nothwendig wäre, um, wenn es die Elasticität erlaubte, einen Stab um das seiner eigenen Länge auszudehnen. Es ist leicht begreiflich, daß die Ausdehnung blos bis zu einer gewissen Grenze getrieben werden darf, wenn der Stab seine frühere Form wieder einnehmen soll, wenn die Kraft nachläßt, welche wir die Elasticitätsgrenze heißen. Wenn diese Grenze überschritten wird, geht der Körper nicht mehr genau in seine vorige Lage zurück, die Molekule haben ihre gegenseitige Lage verändert. (Die Werthe v. ε findet man S. 35 in den Resultaten. alles in cent. u. Kilo)

Die Kraft die nothwendig ist einen einen Stab abzureißen, heißt man die absolute Festigkeit des Stabes. Ist Et die Kraft die nothwendig ist um einen Stab v. 1 □ cent. Querschnitt abzureißen u. K diejenige um einen Stab desselben Material von Querschnitt a abzureißen, so ist $K = Et\,a$.

Von der relativen Festigkeit.

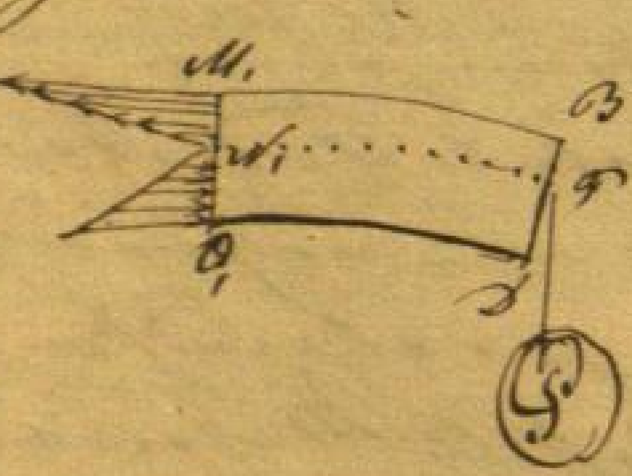
Wir können uns einen Körper, einen Stab aus Fasern zusammengesetzt denken. Die Fasern in dem ~~alle~~ d. Schwerpunkt ~~u.~~ ~~aller der~~ ~~einzelnen~~ Querschnitte

Länge gest. heißt die Schwerpunktsfaser



Wird an einem fest eingemauerten Stab ein Gewicht P gehängt, so biegt er sich natürlich. Um nun die Spannung etc. zwischen den zwei Querschnitten $MOM'O'$ in der obersten Faser AB zu bestimmen, denkt man sich einen Stab von 1 □cent. Querschnitt. Ist nun S die Kraft, die nothwendig ist, um in diesem Stab dieselbe Spannung in der äußersten Faser hervorzubringen, so heißen wir S die Intensität der Spannung in MM, ist $mO = MO$, so geben sich die Intensitäten in den andern Fasern durch das △ M, $m N'$ u. $N'O$, o.

Da wir nun annehmen es sei alles im Gleichgewicht, so muß demnach die Summe aller Pressungen unter der Schwerpunktsfaser = sein der Summe aller Spannungen über ihr, und aus dem daraus geht daß die Schwerpunktsfaser diejenige ist, die allein ihre Länge beibehält, die alle andern ausgedehnt od. comprimirt werden. Besser sehen können wir uns diesen Uebergang von Spannung in Pressung, wenn wir uns denken das Stück $M, O, D B$ abgeschnitten, jedoch die Spannungen über M, F durch Kräfte, sowie auch die Pressungen unterhalb M, F durch Kräfte ersetzt.



Wenn aber Gleichgewicht ist, so darf sich der Körper auch nicht um eine der 3 ⊥ aufeinander gedachten Achsen drehen. Um sich um die verticale Achse zu drehen ist keine Ursache da, ebenso wenig um sich um die horizontale Achse XY Fig I. Allein, damit er schneidet man die horizontale Axe, die durch C + auf der Zeichnungsebene steht, dass, wie [illegible] die Summe der statischen Momente der Spannungen + der statischen Momenten der Pressungen = dem stat. Moment der P sein.

Ist also T eine von dem Querschnitt abhängige Größe, so ist $\mathfrak{S}_1 T_1 = P \cdot x$ oder $\mathfrak{S}_1 = \frac{P}{T} \cdot x$

(T findet man in den Resultaten [illegible] (Tafel V.))

Läßt man nun x sich verändern, so ist leicht zu sehen, daß je größer x ist, desto größer $\mathfrak{S}_1$, und daß also bei A die Spannung am größten ist, so daß also bei einem Bruch der Körper bei A abbricht.

Sei nun die Spannung der Faser bei A = $\mathfrak{S}$ und die Entfernung des P von A = l, so ist nach Obigem

$$\mathfrak{S} = \frac{Pl}{T} \quad \text{oder} \quad P = \frac{T\mathfrak{S}}{l}.$$

Es soll z.B. ein 2 m langer (ein 3 cent Querschnitt) gußeiserner Stab 1000 k tragen mit 10 facher Sicherheit, wie groß muß T sein

$$\mathfrak{S} = 3A = \frac{3.1000}{10} = 300 \qquad T = \frac{1000.200}{300} = 666$$

oder wir nehmen

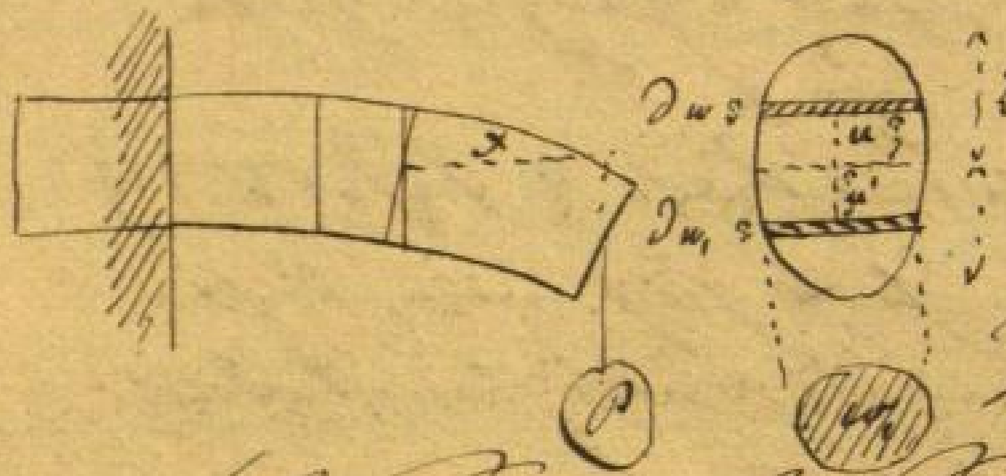
$$P = 10.1000 \text{ u } \mathfrak{S} = 3000 \text{ so ist } T = \frac{Pl}{\mathfrak{S}} = \frac{10000.200}{3000} = 666$$

Ueber den Einfluß der Querschnittsformen auf die Tragfähigkeit der Körper.

Im allgemeinen kann man sagen, die Stäbe tragen um so mehr, je mehr Material sie von der Schwerpunktfaser entfernt also an der ~~an der~~ Stellen haben, wo die größte Spannung ist.

Dies ist z.B. A  viel schlechter als B, da B mehr Material  entfernter von der Schwerpunktsfaser hat.

Wir haben bei obigen Rechnungen den Widerstand den die Körper dem Zerdrücken entgegensetzen dem Widerstand gegen das Ausdehnen u. Zusammendrücken gesetzt, was aber in der Praxis nicht ganz so ist, denn um einen Körper besonders von Metall zu zerquetschen, gehört eine colossale Kraft, wir können also danach die Querschnittsform noch verbessern.



Querschnitt von $\boxed{} = w.\,du$

Die Spannung in $\boxed{}$

$$= L\frac{u}{z}\cdot w\,du = \frac{L}{z}\cdot w\,u\,du$$

Pressung v. $\boxed{} = L\frac{u_1}{z_1}w_1\,du_1 = \frac{L}{z_1}w_1 u_1\,du_1$

folgl. Summe der Spannungen $= \frac{L}{z}\int_{u=0}^{u=z} w\,u\,du$ $\Big\}$ $\int_{u=0}^{u=z} w\,u\,du$

Summe der Pressungen $= \frac{L}{z_1}\int_{u_1=0}^{u_1=z_1} w_1 u_1\,du_1$ $\Big\} = \int_{u_1=0}^{u_1=z_1} w_1 u_1\,du_1$

Spannungskraft von $\boxed{} = \frac{L}{z}\cdot w\,u\,du$

Statisches Moment " " $= \frac{L}{z} w\,u^2\,du$

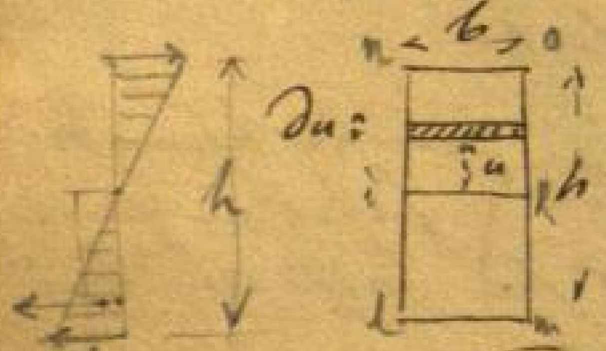
Summe der Spannungsmomente $= \frac{L}{z}\int_{u=0}^{u=z} w\,u^2\,du$

" der Compressionen $= \frac{L}{z_1} w_1 u_1\,du_1$

Statische Momente der Compr. Kraft $= \frac{L}{z}\int_{u_1=0}^{u_1=z_1} w_1 u_1^2\,du_1$

folg. $\frac{L}{z}\left\{\int w\,u^2\,du + \int_{u_1=0}^{u_1=z_1} w_1 u_1^2\,du_1\right\} = Px$

$$E = \frac{1}{z}\left\{\int \ldots + \int\right\}$$



Spannung bei $\boxed{} = \frac{L\,u}{\frac{h}{2}} = \frac{2L}{h}u$

Querschnitt $b.\,du$, Kraft $= \frac{2L}{h}u.\,b.\,du$

Moment $= \frac{2L}{h}u.\,b.\,du.\,u = \frac{2Lb}{h}u^2\,du$

Summe der Momente $= \frac{2Lb}{h}\int_{u=0}^{u=\frac{h}{2}} u^2\,du = \frac{2Lb}{h}\cdot\frac{1}{3}\frac{h^3}{8}$

Summe der Press.momente + S. der Spannungsmomente =

$$= \frac{4Lb}{h}\cdot\frac{1}{3}\frac{h^3}{8} = Px = \frac{L}{6}bh^2 = Px$$

$E = \frac{1}{6}bh^2$ Tragvermögen – Querschnitts

$$P = \frac{L}{6}\frac{bh^2}{x}\;.\;\ldots$$

Querschnitt d. Keiles $= \frac{bh}{2}$

Gesammtspannung $= \frac{bh}{2}\cdot\frac{L}{2}$

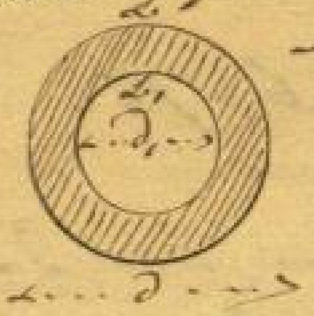
Biegungsmoment $\frac{bh}{2}\cdot\frac{L}{2}\left(\frac{2}{3}\cdot\frac{h}{2}\right) = \frac{bh^2}{12}L$

Summe beider Biegungsmom. d. Keile und wird $= 2\cdot\frac{bh^2}{12} = \frac{bh^2}{6}L$

$Pl = \frac{bh^2}{6}L = E\,L$ $E = \frac{bh^2}{6}$

der Widerstandsmoment Z ist gleich dem
Trägheitsmoment div. durch den
Abstand der äußersten Faser von der
neutralen Faser.
der Biegungsmoment ist gleich dem
Widerstandsmoment multipl. mit
der Spannung der äußersten Faser
$= Z \cdot S$

Hohler Cylinder.



Die Tragfähigkeit eines hohlen Cylinders ist gleich der Tragkraft des massiven weniger derer des Ergänzungscylinders vom Durchmesser d_1.

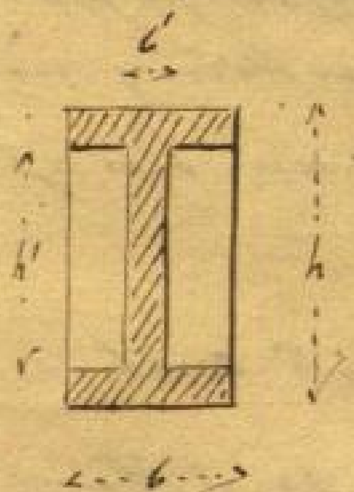
$$L_1 = L \cdot \frac{d_1}{d}$$

Summe der Spannungen u. Pressungen des massiven Cylinders $= L\frac{\pi}{32}d^3$

Die des kleinen $= L_1\frac{\pi}{32}d_1^3$

folglich die des hohlen $L\frac{\pi}{32}d^3 - L_1\frac{\pi}{32}d_1^3 = Pl$

$$L\frac{\pi}{32}\left(d^3 - \frac{d_1^4}{d}\right) = Pl = L\frac{\pi}{32}\left(\frac{d^4 - d_1^4}{d}\right)$$



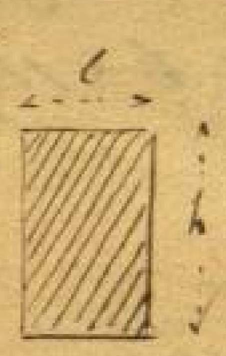
Summe der statischen Momente der Pressungen (d. massiv) u. Spannungen

$$= \frac{L}{6} b h^2$$

Statische Momente der 2 Ausschnitte

$$\frac{2 L \frac{h'}{h}}{6} \cdot \frac{b - b'}{2} h'^2 \text{ folglich}$$

$$Pl = \frac{L}{6h}\left(b_1 h_1^3 + b(h^3 - h_1^3)\right), \text{ etc.} \ldots$$



Es sei die Länge eines Stabes $= l = 300$ cent. $h = 30$, $b = 20$. Man soll P berechnen, bei der der Bruch eintritt. $L = 700$ angenom.

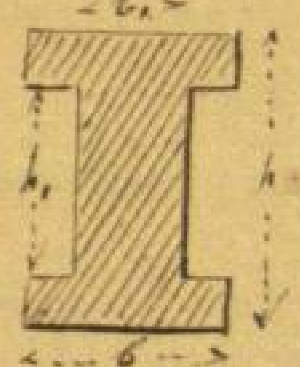
$$Pl = \frac{bh^2}{6}L. \quad P = \frac{L}{6} b \frac{h^2}{l} = \frac{700}{6}\cdot 20\cdot\frac{900}{300} = 7000k$$

Nimmt man also 10fache Sicherheit an, so darf man ihm blos 700 Kil. zumuthen, welches Resultat man auch findet, wie folgt. $L = \frac{700}{10}$ folglich $P = \frac{700}{60}\cdot 20\cdot\frac{900}{300} = 700k$

Es sei die Länge eines andern Stabes $= l = 200$ cent. b u. h seine Dimensionen, u. $P = 8000$ Kil. soll er mit 10facher Sicherheit tragen. $L = \frac{3000}{10} = 300$, $l = 200$ cent.

$8000 \cdot 200 = \frac{300}{6} bh^2$, $bh^2 = 32000$. Setzen wir nun nach dem Gefühl $h = 80$ cent. so ist $b = \frac{32000}{6400} = 5$ cent. Oder, wenn wir $\frac{h}{b} = 12$ annehmen, so ist $h = 12b$ $b \cdot 12b^2 = 32000$

$$b = \sqrt[3]{\frac{32000}{144}} = \sqrt[3]{223} = 6 \qquad h = 12 \cdot 6 = 72.$$

I. 

Es soll ein Stab von Gußeisen von der Form Fig I. eine Last $P = 8000$ kil mit 10facher Sicherheit tragen. $l = 200$ cm.

$$Pl = \mathfrak{L}\frac{T}{} = \frac{\mathfrak{L}}{6h}\left\{b_1h_1^3 + b(h^3 - h_1^3)\right\} \qquad \mathfrak{L} = \frac{3000}{10} = 300$$

$$\frac{1}{h}\left\{b_1h_1^3 + b(h^3 - h_1^3)\right\} = \frac{6Pl}{\mathfrak{L}} = \frac{6 \cdot 8000 \cdot 200}{300} = 32000.$$

Nehmen wir nun nachstehendes Verhältniß $h = 70$ $h_1 = 60$ $b = 20$, so ist $b_1 = \frac{32000h - b(h^3 - h_1^3)}{h_1^3} = -\frac{3000}{216}$ d.h.

Wir haben die Stücke oben und unten schon so stark gemacht, daß wir nicht nur keine Verstärkung mehr brauchen, sondern noch Material wegnehmen dürfen.

Nehmen wir $b = 10$ so ist

$$b_1 = \frac{32000 \cdot 70 - 10(343000 - 216000)}{216000} = 4.5 \text{ cent.}$$

Wir können aber auch die Verhältnisse zwischen h, h_1, b u. b_1 festsetzen u. b_1 daraus suchen

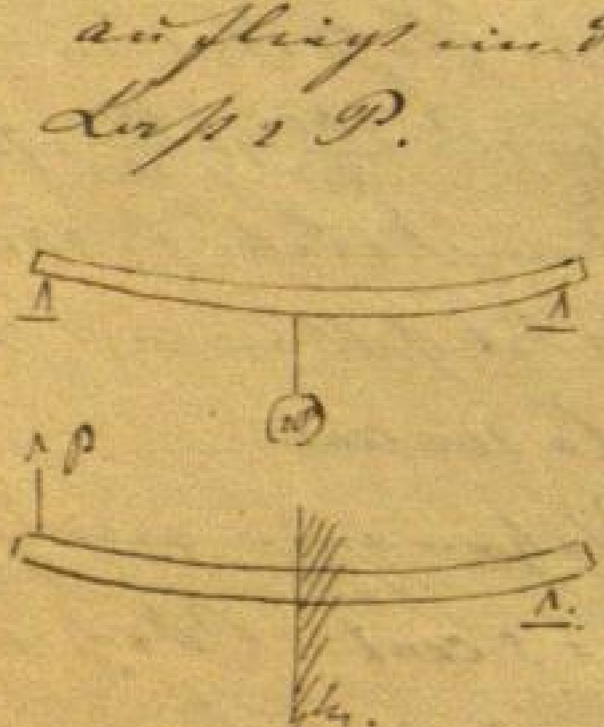
z.B. $h = 16b_1$ $h_1 = 14b_1$, $b = 3b_1$ so ist

$$32000 = \frac{1}{6}(2744 + 3 \cdot 1352)b_1^3 \qquad b_1^3 = \frac{32000 \cdot 16}{6800} = 80$$ folglich ist ein

$b_1 = \sqrt[3]{80} = 4.3$ u $h = 16 \cdot 4.3 = 68.8$ h_1 $60{,}2$ u $b = 12{,}9$.

Festigkeit gegen das Abbrechen stabförmiger Körper. §. 20. Redtenbacher

1. Wenn er auf 2 Stützen an den Enden frei aufliegt und in der Mitte belastet ist von einer Last 2 P.



Die zwei Stützen können wir uns durch eine aufwärts wirkende Kraft $\frac{2P}{2} = P$ ersetzt denken, denn es ist klar, daß alsdann der Stab diese [illegible].

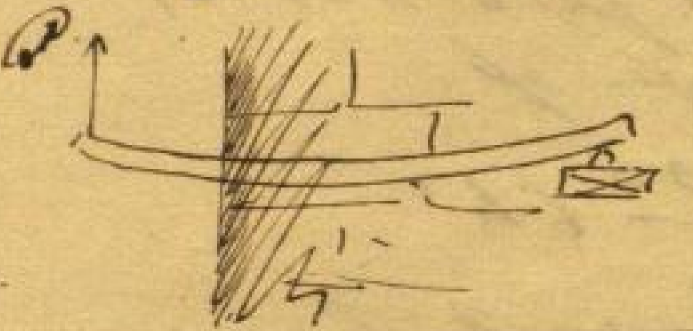
den andern Theil des Stabes eingemauert, was für das Gleichgewicht nicht stört. Nun betrachten wir einen das freie Ende des Stabes mit der Kraft P, so ist

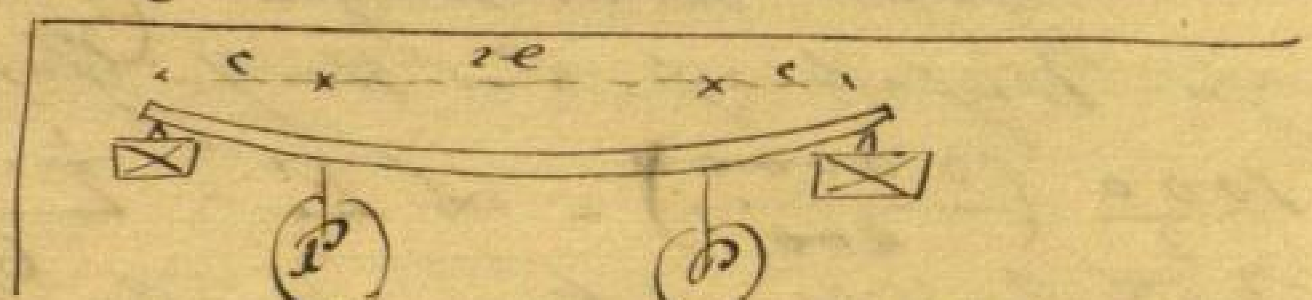
$$P \cdot l = \Delta E \qquad 2P = 2\frac{\Delta E}{l} = 4\frac{\Delta E}{2l}$$

Hängt 2P außer Mitte, so hat man

$$Q = \frac{2Pc'}{2l} = \frac{Pc'}{l} \text{ u.}$$

$$\frac{Pc'}{l} \cdot c = \Delta E$$



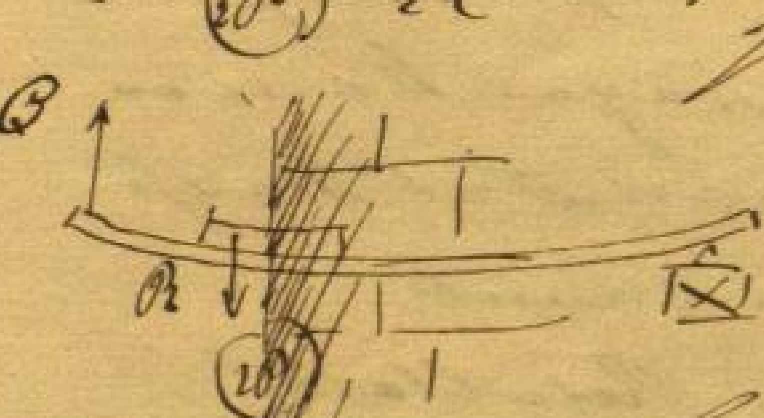


Hänge 2 Gewichte P an dem Balken in Abständen = c u. c' von den Unterstützungen, so müssen wir hier nicht nur bei den vorigen Fällen wo Δ od. die größte Spannung eintritt, was wir also erst zu untersuchen müssen. Nehmen wir also eine beliebige Stelle an. so ist:

$$P(c+x) - Px = \Delta E \quad \text{od. } Pc = \Delta E \text{ d.h.}$$

Die Spannung zwischen P u. P ist in allen Theilen dieselbe, was nicht anders sein kann, als wenn sich der Stab zwischen  in einem Kreisbogen biegt.

Ist die Last 2P auf eine Strecke gleichförmig vertheilt, so erhält man $Q = \frac{2Pc'}{2l} = \frac{Pc'}{l}$

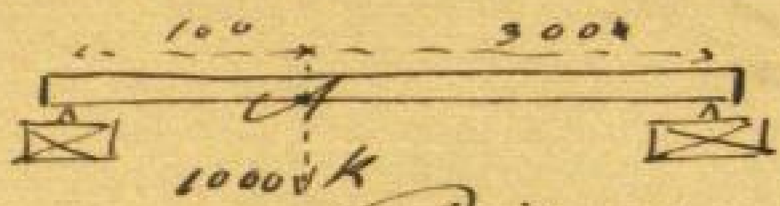


u. $\frac{Pc'}{l} \cdot c - \frac{Pl}{2} = \Delta E$

$$P\left(\frac{cc'}{l} - \frac{l}{2}\right) = \Delta E$$

Bei all diesen Beispielen haben wir die Gewichte der Stäbe u. Balken ganz vernachlässigt, was man im Maschinenbau nicht kann, wo die

Belastungen so viel mal größer sind als ihr Gewicht. Allein dieses darf ganz u. gar nicht im ~~Hochbaufach~~ wo die Gewichte der ~~Gebäude~~ Laufkrahnträgern natürlich [illegible] viel größer sind als die Lasten. (Siehe die Formeln S. 10 u. 21 im Resultaten).



Es soll ein Balken ein Gewicht P = 1000 k mit 7facher Sicherheit bei A tragen. Es soll sich b:h = 5:7, welches Verhältniß das vortheilhafteste ist.

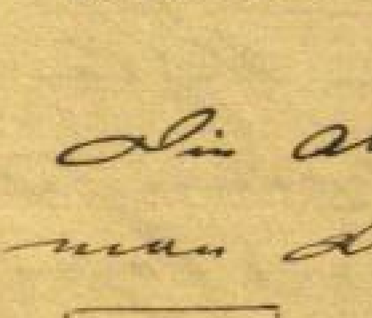
$$\frac{1000}{2}\left(\frac{30000}{400}\right) = \mathfrak{S}E = \frac{\frac{1}{7}\cdot 700}{6}\, b h^2$$

Bedeut. Daraus entkommt die Unterstützung an möglichst vielen Punkten geschieht so kann man diesen Balken ein oder auch 3mal dünner. also ihn ein Verhältniß von $\frac{5}{14}$ u $\frac{1}{3}$ machen.

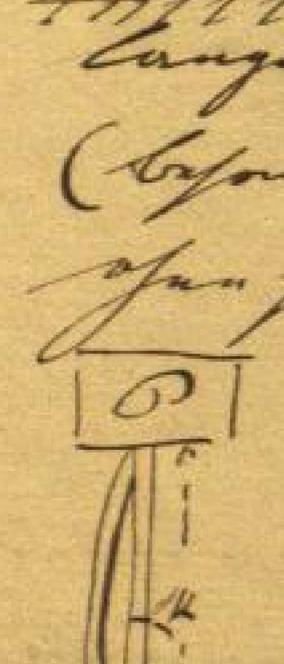
Rückwirkende Festigkeit

Bei dieser kommen 2 Arten in Betrachtung; 1 die Absolute u.
2 die relative

Die absolute rückwirkende Festigkeit nennt man die Kraft, die die Körper der zerdrücken oder zerquetschen entgegensetzen.



Unter der relativen rückw. Festigkeit neml. langer Körper versteht man ~~die~~ größte Last die sie (besonders lange Stäbe od. Säulen) tragen können ohne sich zu biegen. Sie wird auch d. als Maaß der Standfähigkeit genannt.



$$P = \frac{\Sigma}{2}\pi^2 E \frac{\mu}{l^2}$$ S. 22. Resultate.

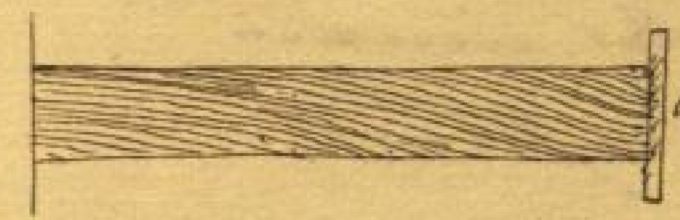
Für einen cylindrischen Stab ist

$P = \frac{\Sigma}{16}\pi^2\left(\frac{D}{l}\right)^2\left(\frac{D^2\pi}{4}\right)$ ist $E = 100000$, $l = 600$, $d = 30$

so ist $P = 50000 \cdot 3{,}14^2 \left(\frac{30}{600}\right)^2 \frac{30^2 \cdot 3{,}14}{4}$

$$P = 50000 \cdot 3{,}14^3 \cdot \frac{900}{4560000} \cdot \frac{800}{4} = \frac{18000000}{16} = 1000000$$

Festigkeit gegen das Verwinden.



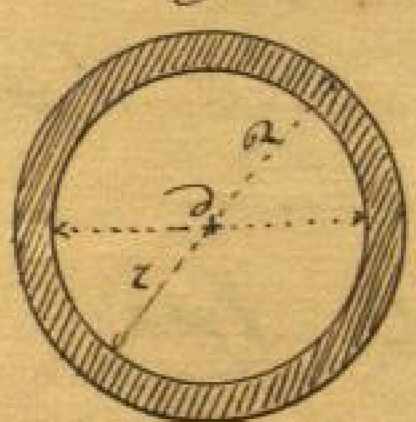
Zu diesem Zweck können wir uns einen Stab aus lauter Drähten bestehend denken, die an beiden Enden fest gehalten sind. Wird nun nur die Scheibe A gedreht, wenn alle Drähte fest angenommen sind, so ist leicht einzusehen daß die an der Oberfläche liegenden Fasern sich verkürzen während die in der Mitte befindlichen ihre Länge behalten. Es entsteht also eine Spannung, die, wie klar ist, an der Oberfläche am stärksten ist, und selbst bei einem Verwinden die Fasern dort zu zerreißen. S. 13 Resultate-

$$PR = T \cdot \frac{\pi}{16} d^3$$

Ist $P = 100$ $R = 50$ der Stab von Schmiedeeisen also $T = \frac{4500}{10}$ so ist

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 50 \cdot 100}{450 \cdot 3{,}14}} = \sqrt[3]{56{,}6} = 3{,}85 \text{ cent.}$$

Festigkeit der Gefäßwände gegen das Zersprengen.



Es sei U die (auf 1 □cent.) Spannung des Materials an der innern Fläche

q der Druck pr □cent. der Flüssigkeit od. Luft die darin ist.

δ die Wanddicke.

Im Allgemeinen ist zu sagen daß der Gesammtquerschnitt bei jeder Ausdehnung immer derselbe bleibt, daß also die äußere Wandspannung minder ist als die innere. Es ist. $\pi R^2 - \pi r^2 = \text{Const.}$ hier:

$$2R\,dR - 2r\,dr = 0 \qquad R\,dR = r\,dr$$

$$dR = \frac{r\,dr}{R} \qquad \pi\,dR = \frac{r}{R}\pi\,dr = \text{Änderung der Peripherie}$$

Ist nun x ein beliebiger Halbmesser zwischen r u. R so ist

$\pi\, dx = \frac{x}{r}\, \pi\, dr$ Ist nun Spannung bei $x = p$
bei $r = A$

so ist, da man die Ausdehnung des inneren Ringes als Ausdehnung eines Stabes ansehen kann.
Dessen Ausdehnung $\pi\, dr$ ist:

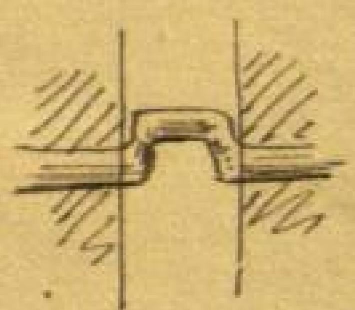
$$\pi\, dr = \frac{r\pi A}{\varepsilon} \qquad \pi\, dx = \frac{x\pi p}{\varepsilon}$$

$$\frac{x\,\frac{\pi p}{\varepsilon}}{} = \frac{r}{x}\,\frac{\pi}{\varepsilon}\, r A \qquad p = A\left(\frac{r}{x}\right)^2$$

Druck der Außenwände dieses Rohres $= 2 l r q = l \int_{x=r}^{x=R} l p\, dx$

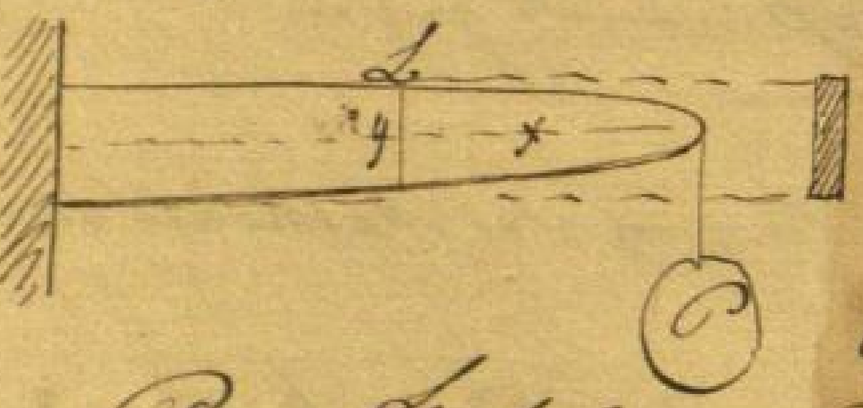
$$r q = \int_{x=r}^{x=R} A r^2 \frac{dx}{x^2} \qquad r q = A r^2 \int_{x=r}^{x=R} \frac{dx}{x^2} = -A r^2 \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{r}\right)$$

wodurch man dieselben wie S. 34 Resultate.



Die Festigkeit gegen das Abscheren ist ganz proportional der absoluten Festigkeit.

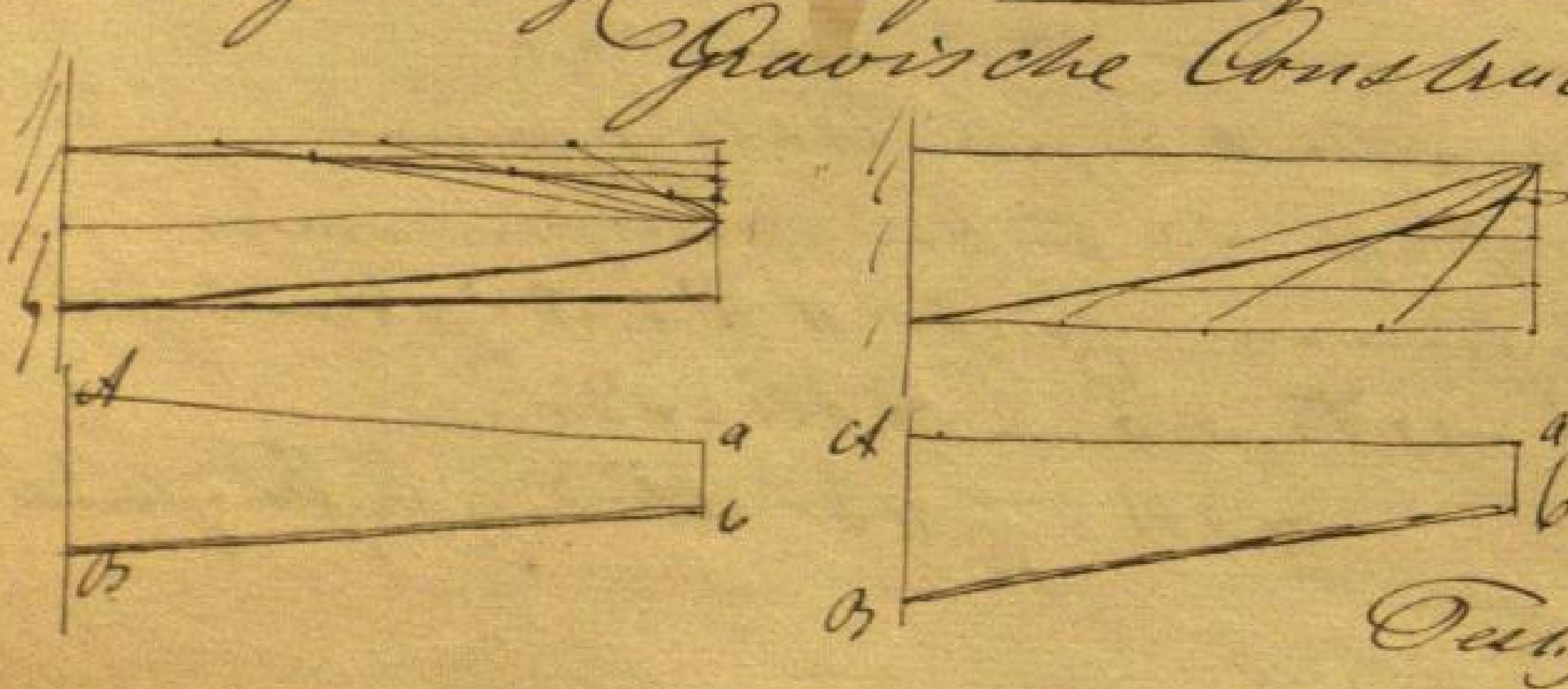
Berechnung der Tragfähigkeit stabförmiger Körper S. 28 Nr. 51.



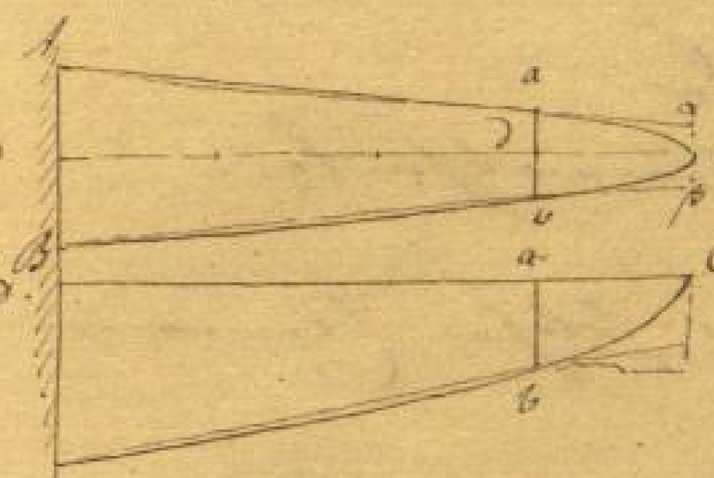
Es sei L die Spannung an allen Stellen der oberen Fasern, so ist, wenn der Querschnitt überall ein Rechteck ist

$P x = \frac{L}{6} b y^2$ Da L constant ist so kann man die Form des Stabes berechnen $y = \sqrt{\frac{6 P x}{L b}} = \sqrt{p x}$
welches die Gl. einer Parabel ist.

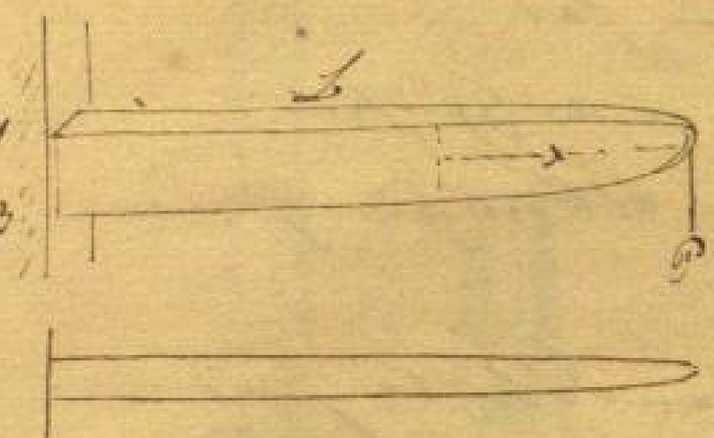
Graphische Construction



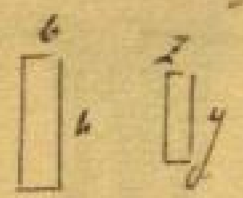
$ab = \frac{1}{2} AB$
annähernd gleiche Festigkeit mit obigen



Ist $CD = \frac{1}{4} CD$, so ist $ba = \frac{1}{2} Bd$ dieses ist, wenn man also A und a und B mit b verbindet die 1te Annäherungsart, die man bei Häusern als Balkenträger sehr gut anwenden kann.



Die Form eines Körpers zu suchen, der überall ähnliche Rechtecke als Durchschnitte hat, und bei L an der obersten Faser überall gleiche Spannung.



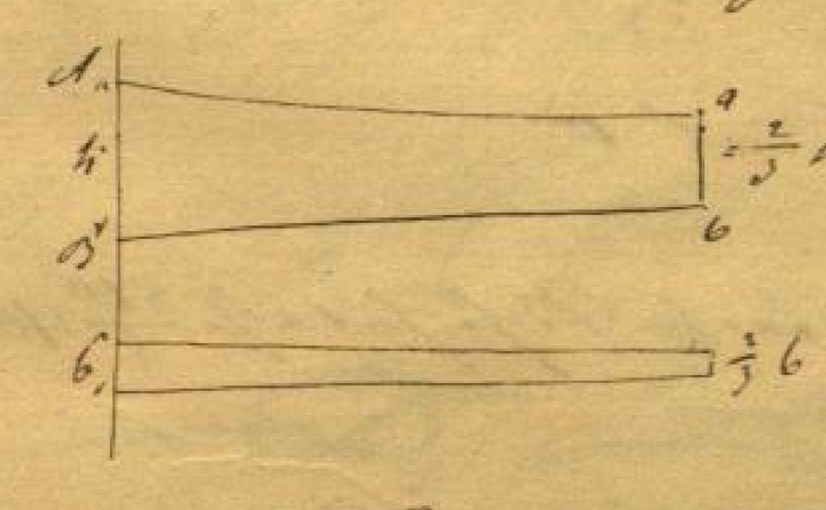
$\frac{h}{b} = \frac{y}{z}$

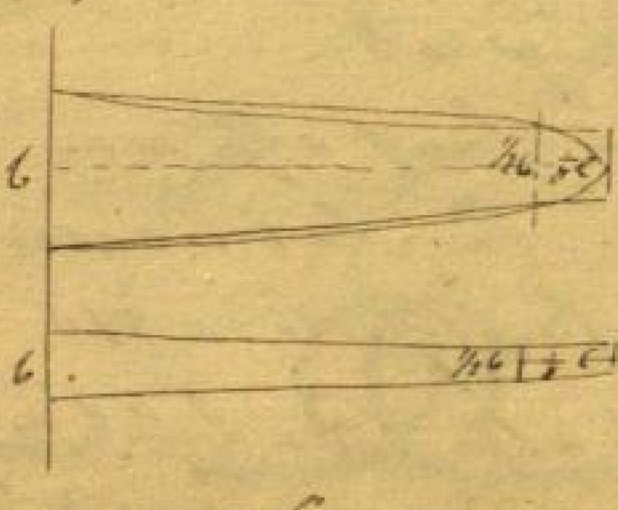
$Px = \frac{L}{6} z y^2 \qquad Pl = \frac{L}{6} b h^2$

$\frac{x}{l} = \frac{zy^2}{bh^2} = \frac{\left(\frac{z}{y}\right) y^3}{\left(\frac{b}{h}\right) h^3} = \frac{y^3}{h^3} \qquad y = h\sqrt[3]{\frac{x}{l}} \qquad z = b\sqrt[3]{\frac{x}{l}}$,

welches die Gl. einer cubischen Parabel ist.

Annäherungsconstructionen.





Ist $x = \frac{1}{8} x'$ so ist $y = \frac{1}{2} y'$ wird bei Kurbelformen sehr gut angewendet, um ihnen eine nette Form zu geben.

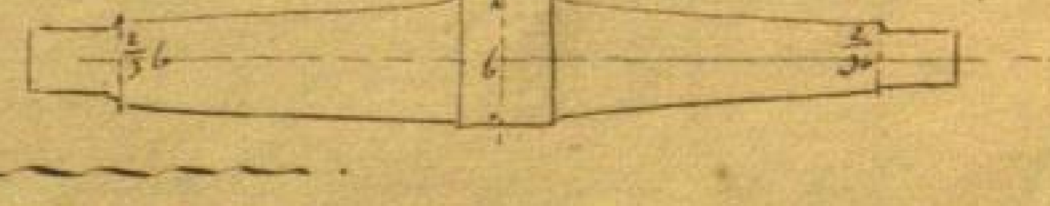
Man soll eine Form für einen Rotationskörper suchen, der überall an der Oberfläche gleiche Spannung hat. z.B. für eine Welle.

$\frac{L\pi}{32} \frac{y^3}{1} = Px \qquad Pl = L \cdot \frac{\pi}{32} \delta^3$ also $\frac{x}{l} = \frac{y^3}{\delta^3}$

$y = \delta\sqrt[3]{\frac{x}{l}} \qquad \frac{y}{\delta} = \sqrt[3]{\frac{x}{l}}$

Annäherungsconstruction.

Anwendung auf die Wellen



Ueber die Construction der Elemente der Maschinen, der Maschinentheile.

Die richtige Construction eines solchen Elements hängt ab:

1. Von der Kraft, der es zu widerstehen hat.
2. Von den Kosten der Arbeit um es auszuführen
3. Von der Dauerhaftigkeit d. h. von der Abnutzung der ein Bestandtheil ausgesetzt ist.

Die Dimensionen eines Bestandtheils sind abhängig

1. Von den Kräften die auf dasselbe wirken
2. Von den Massen, die da wirken können
4. Von dem Material
5. Von der Arbeit.

Über die Festigkeit der Hanfseile.

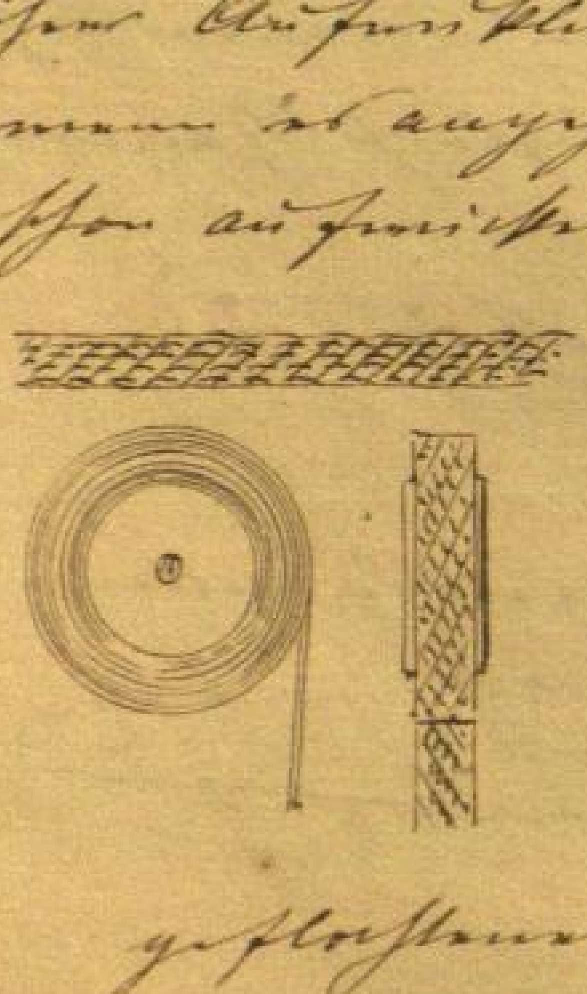
Diese hängt ab.

1. Vom Hanf als vom Material
2. Von der Fabrication

A ist für Hanfseile = 510 bei 5facher Sicherheit also $\frac{510}{5} = 102$

Es muss also $P = \frac{d^2\pi}{4} \cdot 102$ sein

od. $d = 0{,}113\sqrt{P}$. Da Seile bei vielen Fällen, wegen ihrer Aufwicklungsart unbequem sind, so kann man nun [illegible] Hanfbänder nehmen, die sich sehr schön aufwickeln lassen.



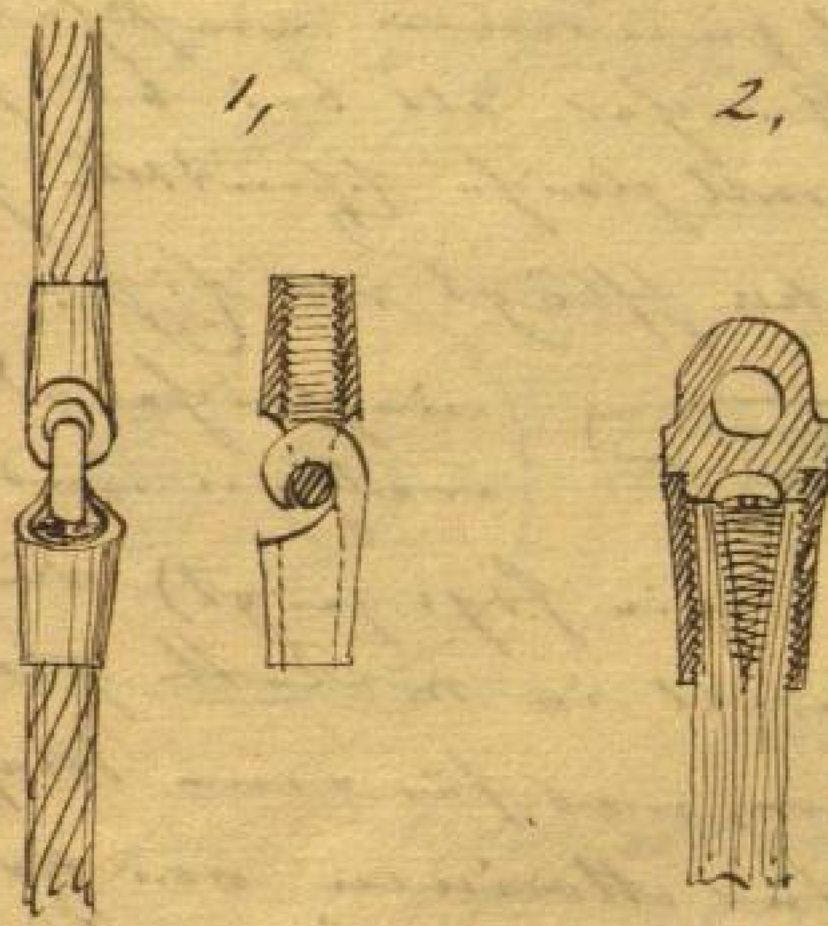
Auch kann man bei ihnen besser die Güte des Hanfs beurtheilen, wie bei den Seilen, bei denen man nicht in den Kern sehen kann.

In neuerer Zeit wurden auch geflochtene Drahtschnüre, Drahtseile benutzt,

Nachtrag.

Der feinste langfasrigste Hanf bietet den Garnaisten die meiste Festigkeit dar.

Seilverbindungen



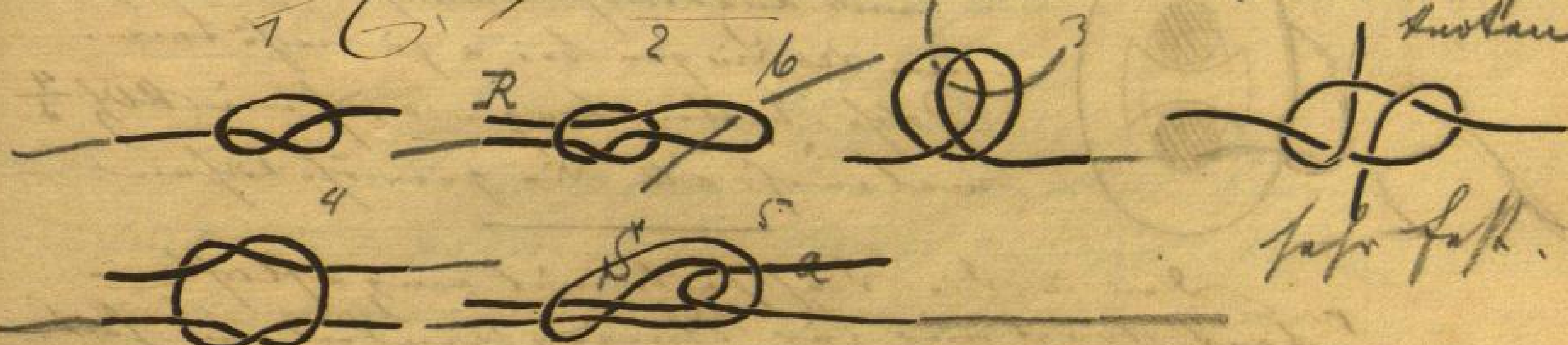
1, für dünne Hanf und Darmschnüre

2, für stärkere Hanfseile.

Die Gewinde der Stahlösen müssen mit der Richtung der Seilgewinde übereinstimmen damit beim Aufschrauben der Oesen die Seile nicht aufgehen.

Einige Seilknoten

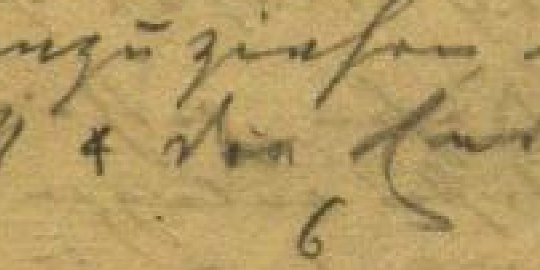
3 als Verbindungsknoten



sehr fest.

5 gibt dasselbe wie 4 sobald man die Schlinge S über a schiebt.

Bei 2 als Verbindungsknoten ist R anzuziehen bis das Ende 6 durchgezogen ist 4 den [illegible] -



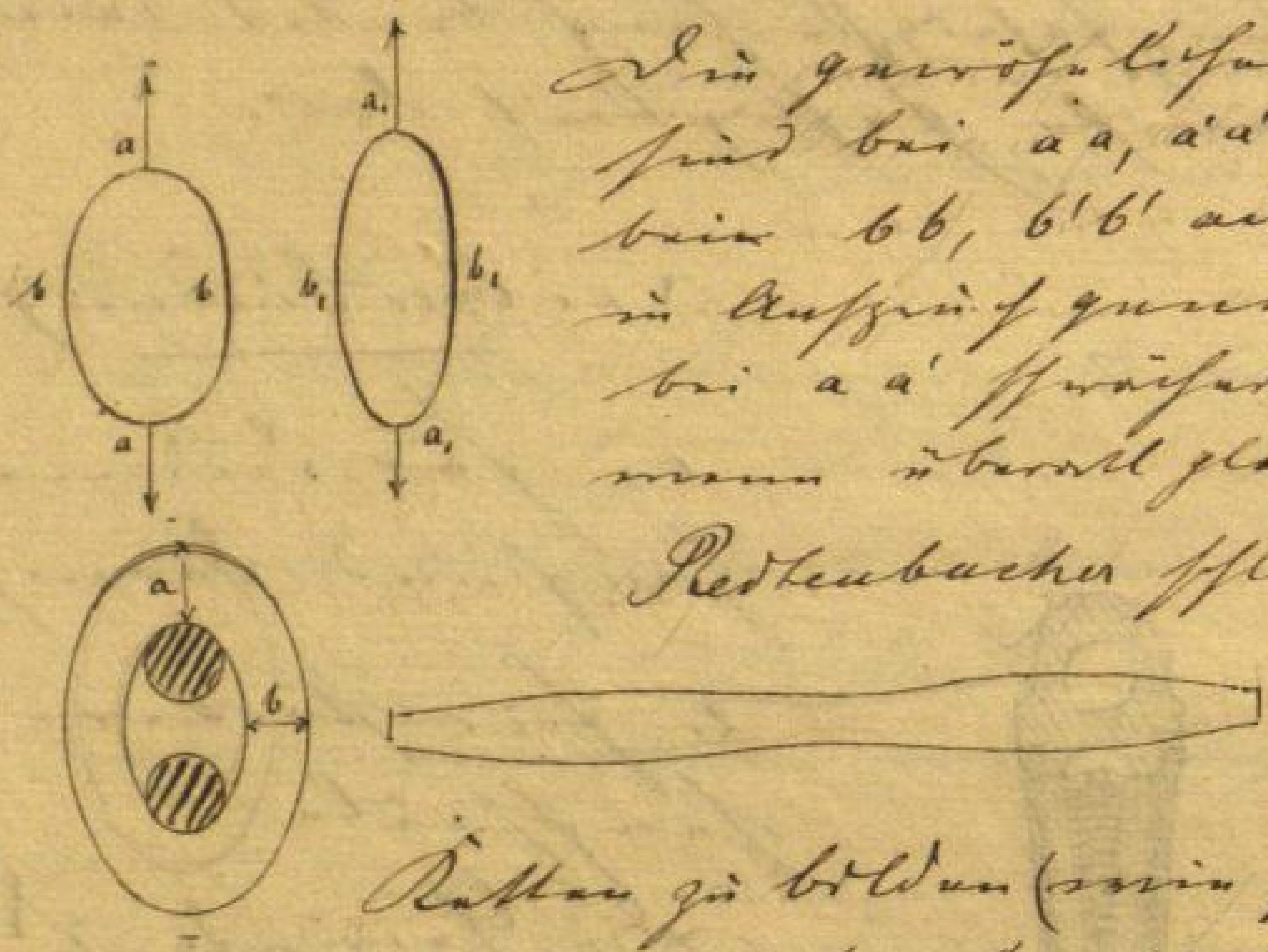
6 Variation von 4 + 5 wird noch fester.

3 löst sich auch in 6 auf

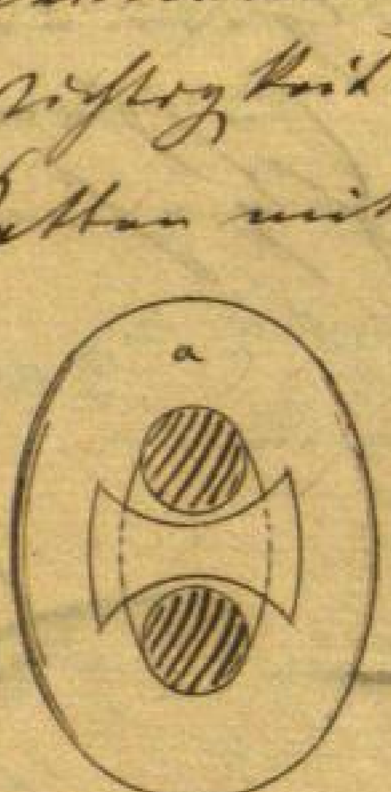
2 Knoten №2

Nachtrag.

F



Die gewöhnlichen ovalen Ketten sind bei a a, a' a' auf respective beim b b, b' b' auf absolute Festigkeit in Anspruch genommen weshalb sie bei a a' schwächer als bei b b' sind, wenn überall gleiche Eisendicke gen. wird. Redtenbacher schlägt vor Eisen von ungleicher Dicke zu walzen und daraus Ketten zu bilden (wie Fig. zeigt) die bei a stärker sind, so daß überall in der Kette gleiche Festigkeit vorhanden wäre, was für eine massenhafte Verwendung der Ketten für Marinen von großer Wichtigkeit wäre, da man für gleiche Festigkeit dünnere Ketten mit den gewöhnl. weniger Eisen nöthig hätte.



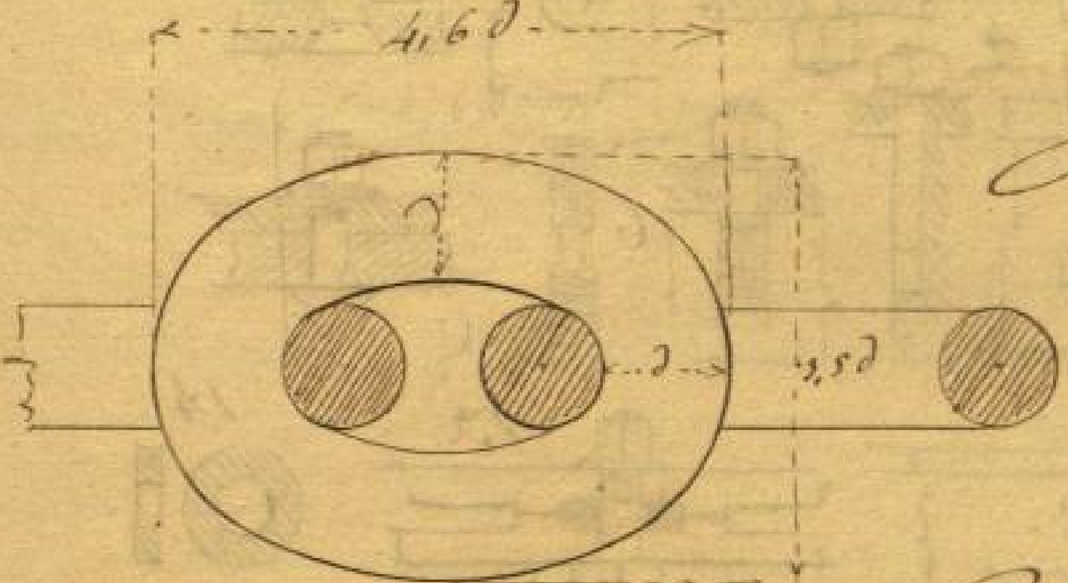
In England hat man sogen. Patentkette mit Querverstärkungen gemacht um das Biegen bei a' zu verhüten. Solche Ketten tragen auch wirklich $\frac{4}{3}$ mal mehr als die gewöhnlichen.

Der in die Drahtseile mit eingeflochtene Hanf trägt nur zur Schmiegsamkeit und Haltbarkeit, nichts aber auch zur Festigkeit bei, denn der Hanf dehnt sich bei gleicher Spannung viel mehr aus als der Draht, deshalb wird in dem Hanf noch gar keine Spannung eingetreten sein, wenn der Draht schon beträchtlich belastet ist. Der Hanf wird vor dem eindrehen getheert und hat den Zweck durch sein festes anlegen an den Draht, das Eindringen des Wassers zu F

v. S.

Die als Kern Hanfschnüren haben, damit sie sich erstens besser biegen, (wegen Reibung im Innern) und dann damit sie sich durch diese Reibung nicht zu sehr abnützen.

Ist i die Anzahl der Drähte vom Durchmesser d so ist $i \cdot \frac{d^2\pi}{4} \cdot \mathfrak{A} = P$ $\mathfrak{A} = 1000$



$$d = \sqrt{\frac{4P}{i\pi\mathfrak{A}}} = \sqrt{\frac{4}{i\pi\mathfrak{A}}}\sqrt{P}$$

Ketten nach englischem Muster.

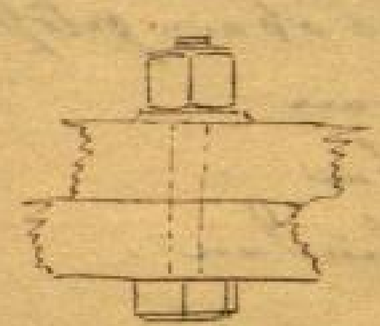
$$\frac{2d^2\pi}{4}\mathfrak{A} = P$$

$$d = \sqrt{\frac{4P}{2\pi\mathfrak{A}}} = \sqrt{\frac{2P}{\pi\mathfrak{A}}} = 0{,}028\sqrt{P}$$

Werden beim Gebrauch auf 3 fache Sicherheit angewendet.

Ihre Dimensionen sind in den Resultaten (S. 39. fig. 1. 52) angegeben.

Schrauben zur Befestigung.



Wenn die Kraft in der Richtung der Bolzen wirkt, muss sein

$$\frac{d^2\pi}{4}\mathfrak{A} = P \qquad d = \frac{1}{9}\sqrt{P}$$

Sie werden in der Praxis sehr wenig in Aussicht genommen. Praktische Dimensionen sind Seite 40 u. 41 in den Resultaten angegeben.

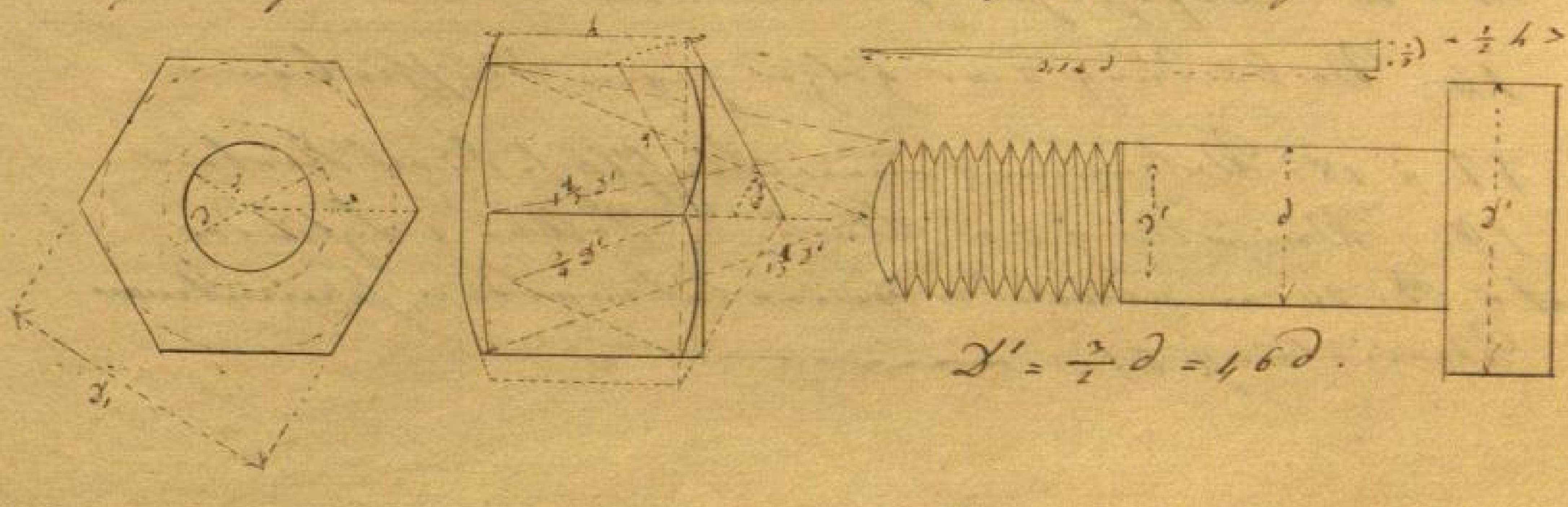
Im Gemeinen kann man folgende Verhältnisse nehmen.

$d = \frac{1}{9}\sqrt{P}$ $n = 48$ $d_1 = \frac{3}{4}d$ od $= 0{,}7d$

$h = \frac{5}{4}d$ od. $\frac{2}{3}d$

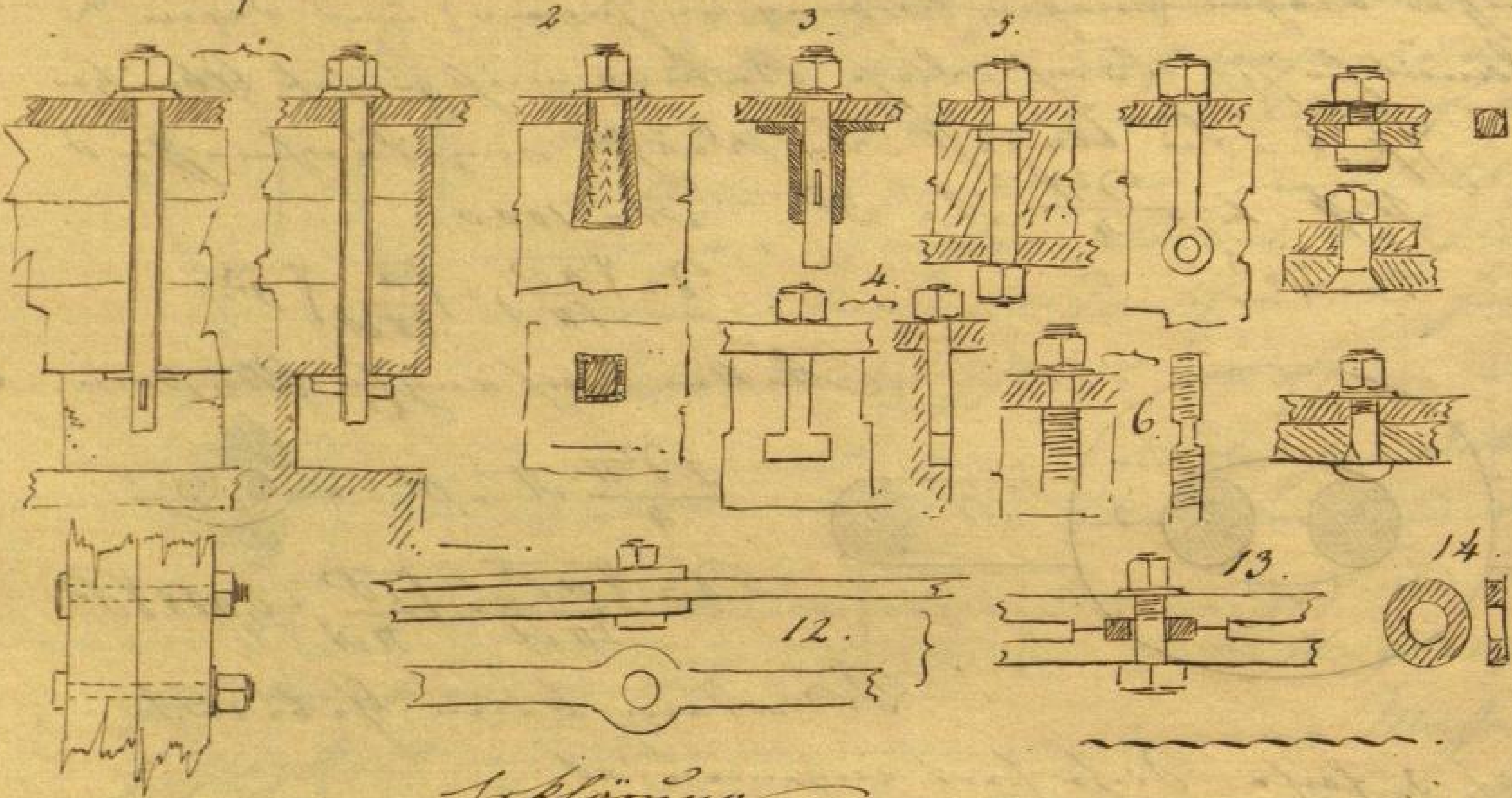
Grundriss

——— : Neigungswinkel der Gewinde.



$D' = $ [illegible] $d = 1{,}6d.$

Anwendung der Schrauben.



Erklärung.

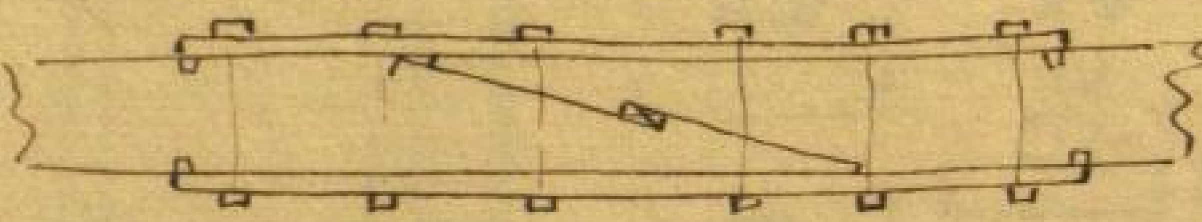
Fig 1. Schraube um Eisenplatten an Quadermauerwerk zu befestigen
2. " " " 1 Quaderstein " " (Schwefel u. Blei)
3 " " " an eine Hülse " "
4 " " " 1 Keil " "
5 " " 3 Stücke zu verbinden, so, daß das obere gelöst werden kann, ohne die Verbindung der unteren zu stören
6. " " 1. " mit 1. Körper zu verschrauben
7 um 1 Platte mit Quadermauerwerk zu verbinden.
8. um 2 Platten zu verbinden
9 " " " " " ohne hervorstehenden Kopf
10 u. 8 2 Bolzen, die beim Anziehen der Mutter nicht herumgehen
11 Um 2 Balken zu verschrauben
12. Eingelegte Scheibchen, um das Verschieben des Bolzens zu verhindern werden bei 13 angewendet, da bei 12 der Bolzen auf das Verschieben in Anspruch genommen ist.
14 u. 15. Befestigung eines Radarmes.
16. Verbindung 2er Hölzer gegen Verschieben
17 u 18. Verlängerung einer Blechfläche durch Nieten
19. Vernietung der Bleche. Sollen 2 Zylinder A u. B. 20 ineinander genietet werden, so nimmt man Vernietung 21.

Nachtrag.

Zu verhindern, das Seil gegen das Rosten der Drähte zu schützen. Auch soll dasselbe beim Biegen des Seiles das Gleiten und Abreiben der einzelnen Drähte aufeinander verhindern.

Nachtrag.

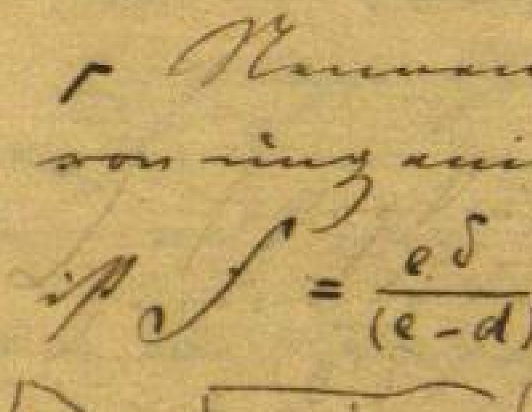
Bei zusammengesetzten Constructionen z.B. von Holz und Eisen bei Schachtgestängen die auf Zug in Anspruch genommen sind muss



man sich wohl hüten bei der Berechnung des Holz gewissen den Eisen in Anschlag zu bringen, da dasselbe nichts zur absoluten Festigkeit beiträgt denn es müsste sich dasselbe um mitzuhelfen viel mehr ausdehnen als das Eisen. Das Holz soll daher nur als Mittel betrachtet werden das Eisen daran befestigen zu können, für dessen Querschnitt man die ganze Last in Rechnung zu bringen hat

---

1. Nennen wir f das Festigkeitsverhältniss von ungenieteten und genieteten Blech, so ist $f = \frac{e\delta}{(e-d)\delta} = \frac{e}{e-d}$, wo d den Durchm. des Nietbolzens und δ die Blechdicke bedeutet.

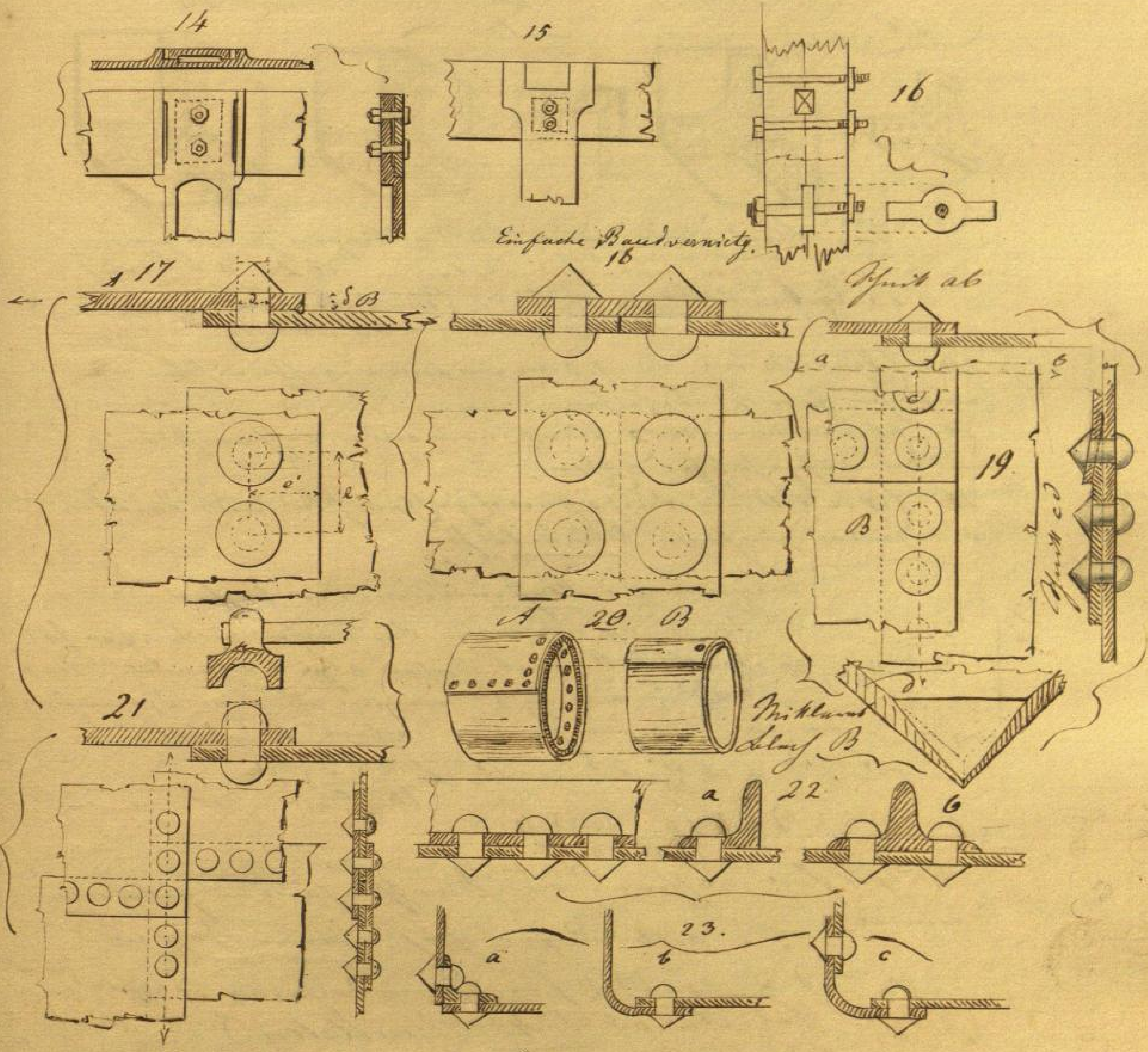


Die rechte Seite durch δ multipl. und dividirt gibt

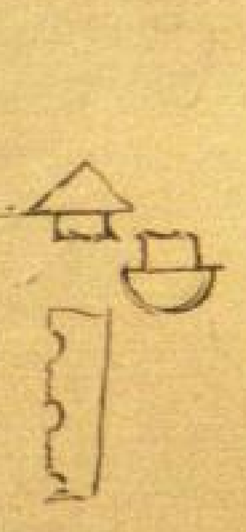
$$f = \frac{\frac{e}{\delta}}{\frac{e}{\delta} - \frac{d}{\delta}} = \frac{\frac{d}{\delta} + \frac{\pi}{4}\left(\frac{d}{\delta}\right)^2}{\frac{\pi}{4}\left(\frac{d}{\delta}\right)^2} = \frac{1 + \frac{\pi}{4}\left(\frac{d}{\delta}\right)}{\frac{\pi}{4}\left(\frac{d}{\delta}\right)} = 1 + \frac{4}{\pi}\left(\frac{\delta}{d}\right)$$

Woraus wir sehen dass, je grösser d genommen wird, um desto stärker die

3.



Sind fig 17 A u B 2 Bleche die verbunden werden sollen und es wirken Kräfte sie zu verschieben, so muß sein.



1 damit der Bolzen nicht abgeschoben wird u

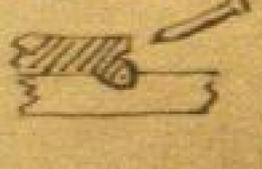
2 damit das Material vorn nicht ausreißt u

3. damit das Material zwischen den Bolzen hält ......

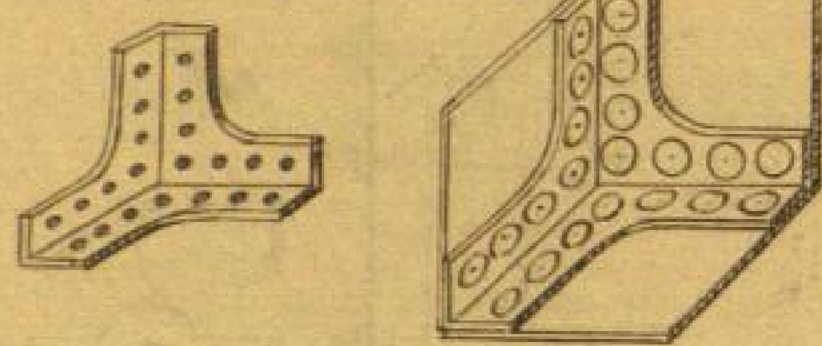
$\frac{d^2\pi}{4} = (e-d)\delta = 2e_1\delta$ folglich $e = \frac{d^2\frac{\pi}{4}}{\delta} + d$ $\quad \frac{e}{\delta} = \frac{\pi}{4}\left(\frac{d}{\delta}\right)^2 + \frac{d}{\delta}$

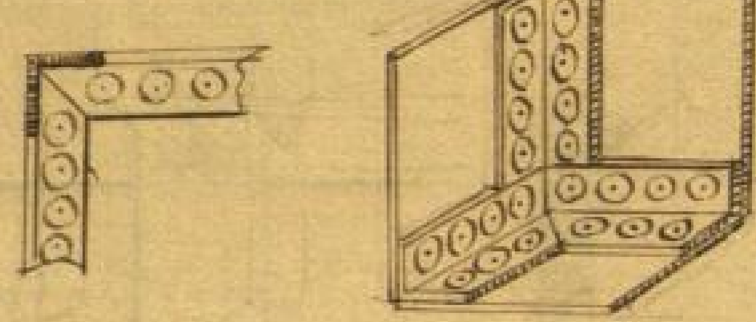
$e_1 = \frac{d^2\pi}{8\delta} = \frac{\pi}{8}\cdot\frac{d^2}{\delta}$ $\quad \frac{e_1}{\delta} = \frac{\pi}{8}\left(\frac{d}{\delta}\right)^2$. Nun nimmt man als bestes Verhältniß $\frac{d}{\delta} = 2$, heißt $\frac{e}{\delta} = \frac{\pi}{4}\cdot 4 + 2 = 5$ $\quad e = 5\delta$

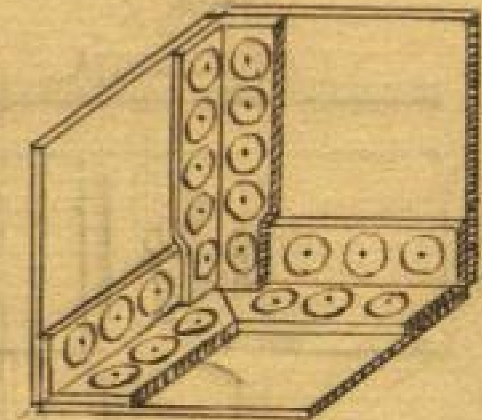
$\frac{e'}{\delta} = \frac{3,14}{8}\cdot 4 = 1,6 \approx 2$ In der Praxis $e' = 3\delta$ (2,63 bis) da das Material vorn mit einem Meißel verschieingehauen wird



24 — 25 — 26







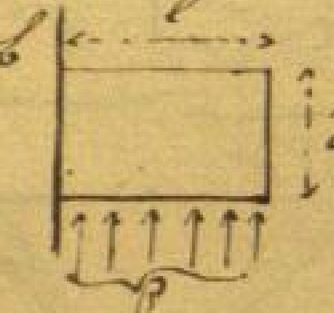
Um Blechwände gegen das Verbiegen zu schützen nietet man sogenannte Winkeleisen No 22. a u. b an.
23 Eckenbildung a durch Winkeleisen
b u. c durch Abrundung

24. Eckenbildung durch 3 an einander geschweißte einfache Winkeleisen.

25. Eckenbildung durch 2 stumpf aneinander geschweißte und 1 aufgeschweißtes Ecken

26 Eckenbildung durch 2 stumpf geschweißte und 1 darunter gebogenes einfaches Winkeleisen.

Berechnung u. Construktion der Zapfen.



Es sei P die Last die der Zapfen zu tragen hat so ist das Moment dieser abzubrechenden Kraft
$= P\frac{l}{2} = S\frac{\pi}{32}d^3$, wenn S die Spannung an der Oberfläche des Zapfens bedeutet.

od: $Pl = S\frac{\pi}{16}d^3$ $\quad P = S\frac{\pi}{16}\left(\frac{d}{l}\right)d^2$

$d = \sqrt{\frac{16}{\pi S}\left(\frac{l}{d}\right)}\sqrt{P}$

Welches für Maschinen die unterbrochen von Menschenhänden getrieben werden

$d = 0{,}18\sqrt{P}$ für gußeisernen Zapfen

$d = 0{,}12\sqrt{P}$ für schmiedeeisernen Zapfen.

(Hierzu Tabelle 65 S. 49 Resultaten.)

Von den Wellen, die auf Torsion in Anspruch genommen sind. —

Ist P die drehende Kraft
R ihr Hebelarm
T die Spannung an der Oberfläche pr. □ cm.
so ist $PR = T\frac{\pi}{16}d^3$ $\quad d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi T}}\sqrt[3]{PR}$

Wenn die Maschine von Menschenhände getrieben wird so werden diese Wellen auf $\frac{1}{30}$ ihrer Festigkeit in Anspruch genommen, und es ist alsdann

$d = 0{,}035\sqrt[3]{PR}$

die Vernietung ist. **Nachtrag.**

Je größer d ist desto größer ist aber auch e und wenn e über ein gewisses Maß geht, kann kein dichter Verschluß mehr hervorgebracht werden. Wir müssen daher unterscheiden

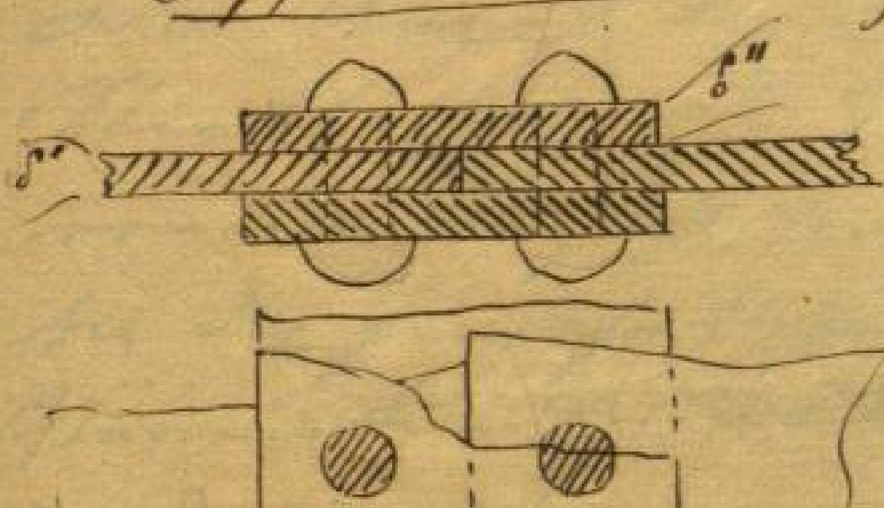
1. Vernietung von der nur Festigkeit verlangt wird (Brücken, Krahnen, Balanciere) etc. wobei große Nieten genommen werden müssen.

2. Vernietung von der nur Dichte verlangt wird (Gasometer, Gefäße, wo also viele dünne Nieten genommen werden müssen.

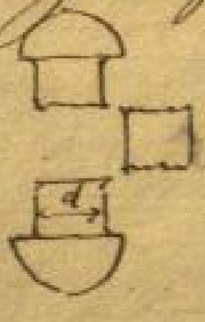
3. Vernietung von der man beides große Festigkeit und Dichte verlangt wie bei Hochdruckdampfkessel. Zu diesem Zweck müssen zwar dicke Nieten genommen werden aber nicht dicker als es das e des dichten Verschlusses halber zuläßt. (Dampfschiff,

Die doppelte Bandvernietg ist hinsichtlich der Festigkeit sehr gut, erfordert aber mehr Material als die einfache.

Doppelte Bandvernietg.



Für diese Art gelten folgende Regeln:



$$2\frac{\pi d_1^2}{4} = (e_1 - d_1)\,\delta_1 = 2e_{11}\delta_1 = 4e_2\delta_{11}$$

$$f = \frac{e_1}{e_1 - d_1} = \frac{\frac{e_1}{\delta}}{\frac{e_1}{\delta_1} - \frac{d_1}{\delta_1}} \qquad \delta_{11} = \frac{\delta_1}{2}, \; e_{11} = e_2$$

$$\frac{e_1}{\delta_1} = \frac{\pi}{2}\cdot\frac{d_1^2}{\delta_1^2} + \frac{d_1}{\delta_1}, \text{ demnach}$$

$$f = \frac{\frac{\pi}{2}\cdot\frac{d_1^2}{\delta_1^2} + \frac{d_1}{\delta_1}}{\frac{\pi}{2}\frac{d_1^2}{\delta_1^2}} = 1 + \frac{2}{\pi}\left(\frac{\delta_1}{d_1}\right)$$

~~Es ist also hierbei e, doppelt so groß als bei der einfachen Vernietg., $e_{11} = 2e_2$ und~~

~~Um gleiche Festigkeit mit der einfachen Art zu bekommen müßte hierbei $1 + \frac{2}{\pi}\left(\frac{\delta'}{d'}\right) = 1 + \frac{4}{\pi}\left(\frac{\delta}{d}\right)$ genommen werden, daß heißt wenn $\delta' = \delta$ genommen wird müßte $2d_1 = d$ sein und $\delta' = 2\delta'$. Daß heißt~~

1, Ist zb. der Dichtungen $e' = e$ (der gew: Vernietung) und $\delta_1 = \delta$ so wird.

$$\frac{e}{\delta} = \frac{e_1}{\delta_1} = \frac{\pi}{4}\left(\frac{d}{\delta}\right)^2 + \frac{d}{\delta} = \frac{\pi}{2}\left(\frac{d_1}{\delta}\right)^2 + \frac{d_1}{\delta}$$

$$\frac{1}{2}\,\frac{d^2}{\delta^2} + \frac{d}{\delta} = \frac{d_1^2}{\delta^2} + \frac{d_1}{\delta} \quad \text{oder}$$

$$\frac{d^2}{2\delta} + d = \frac{d_1^2}{\delta} + d_1$$

$$d_1 = -\frac{\delta}{2} + \sqrt{\frac{\delta^2}{4} + \frac{d^2}{2} + d\delta}$$

Bei der gewöhnlichen Vernietung ist

$$f = \frac{e}{e-d} = \frac{5\delta}{5\delta - 2\delta} = \frac{5}{3} = 1,7$$

Bei der Laschenvernietung wird $d_1 = -\frac{\delta}{2} + \sqrt{\frac{\delta^2}{4} + \frac{4\delta^2}{2} + 2\delta^2}$

$$= -\frac{\delta}{2} + \delta\sqrt{\frac{1}{4} + 2 + 2} = -\frac{\delta}{2} + \frac{\delta}{2}\sqrt{17}$$

$d_1 = 3,123\,\frac{\delta}{2} = 1,561\,\delta$. und

$$f = \frac{e_1}{e_1 - d_1} = \frac{5\delta}{5\delta - 1,56\delta} = \frac{5}{3,44} = 1,45$$

der ist also näher.
Die Vernietung ist demnach im Verhältniss 3,44 : 3 stärker als die gewöhnliche.

2, Kommt es aber nicht auf Dichte sondern nur allein auf Stärke an und soll zb: $\delta_1 = \delta$ und $d_1 = d$ sein so wird:

$$\frac{e_1}{\delta} = \frac{\pi}{2}\,\frac{d_1^2}{\delta^2} + \frac{d}{\delta} \quad \text{oder}$$

$$e_1 = \frac{\pi}{2}\,\frac{d^2}{\delta} + d = \frac{\pi}{2}\cdot\frac{4\delta^2}{\delta} + 2\delta$$

$$e_1 = \frac{3{,}14}{2}\cdot 4\cdot\delta + 2\delta = 8{,}28\,\delta$$

Demnach

$$\varphi = \frac{e_1}{e_1 - d} = \frac{8{,}28\,\delta}{8{,}28\delta - 2\delta} = \frac{8{,}28}{6{,}28} = 1{,}32$$

---

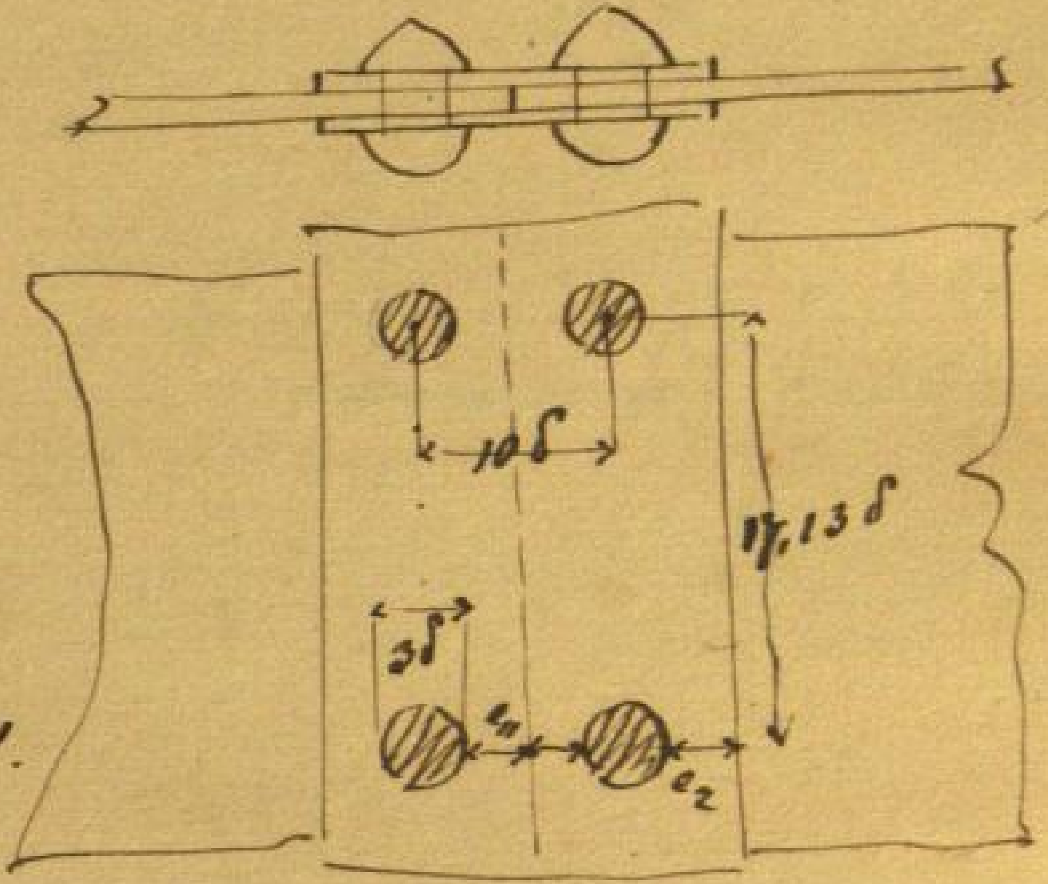
3. Wäre der Durchmesser der Nieten d_1 noch grösser z. B. $= 3\delta$ worden so wird

$$\frac{e_1}{\delta} = \frac{\pi}{2}\cdot\frac{9\delta^2}{\delta^2} + \frac{3\delta}{\delta}\,,\quad e_1 = \frac{\pi}{2}\,9\delta + 3\delta$$

$$e_1 = \frac{3{,}14\cdot 9}{2}\,\delta + 3\delta = 17{,}13\,\delta$$

und folglich

$$\varphi = \frac{e_1}{e_1 - d_1} = \frac{17{,}13}{17{,}13 - 3} = \frac{17{,}13}{14{,}13} = 1{,}21.$$



$$2e_{11} = e_1 - d_1 = 17{,}13\,\delta - 3\delta = 14{,}13\,\delta$$

$$e_{11} = e_2 = 7{,}\delta$$

Die Anzahl der zu stanzenden Nietlöcher ist $3\cdot\frac{5}{17{,}13} = 0{,}87$ von der Anzahl der Nietlöcher bei der gewöhnlichen einfachen Vernietung, wobei $d_1 = 2\delta$ und $e = 5\delta$

Resultate über die Verhältnißzahl f oder Härten von genieteten und ungenieteten Blech.

1, Absolute Festigkeit von gewalzten Blech wenn die Kraft in der Richtung der Fasern wirkt.

Die mittlere Bruchkraft betrug für den □" engl. für verschiedene Sorten Blech

19,56 bis 25,77 engl. Tonnen.

oder auf den □ centim reducirt

$\mathfrak{A}$ = 2984,8 bis 3932,5 Kilogramm.

---

2. Absolute Festigkeit des gewalzten Bleches, wenn die zerreissende Kraft senkrecht auf die Richtung der Fasern wirkt.

18,65 bis 27,49 engl. Tonnen per □" engl.

oder reducirt $\mathfrak{A}$ = 152,6 · 18,65

$\mathfrak{A}$ = 2846 bis 4195 Kilo. per □ centim.

Die absolute Festigkeit von gewalztem Blech ist daher in der Richtung der Fasern nicht größer sondern nahe gleich groß mit der absoluten Festigkeit senkrecht auf die Richtung der Fasern.

Aus dem Werk:

An account of the Construction of the Britannia and Conway Tubular Bridges by William Fairbairn

London. John Weale 1849.

NB. der □" engl = 6,45 □ centim.
1 Tonne engl = 984 Kilo.

NB. Bei all diesen Versuchen fehlt die Angabe über die Dicke und Breite der Bleche. Es ist nur bemerkt daß die Versuche für den Schiffbau gemacht wurden, also die Bleche wahrscheinlich $\frac{3}{8}$" bis $\frac{1}{2}$" engl: dick waren.

Nach einem einzelnen Versuch mit $\frac{1}{4}$ zölligem Blech war die Bruchkraft per □" 24,41 engl. Tonnen

$\mathfrak{A}$ = 3848 Kilo. per □ centim

Mittleres Bruchgewicht in Tt von 4 Platten von gleichem Querschnitt mit einer Reihe Nieten versehen.

16,107 bis 20,127 Tt. engl.

Dieselbe Platten querschnitt mit einer doppelten Nietreihe versehen.

20,059 bis 23,371 Tt. engl.

Aus allen Versuchen ergab sich als Mittel die Verhältnisse der Stärken von doppeltreihig genieteten
. einfachreihig " "
und ungenieteten Blech wie

56 : 70 : 100.

Demnach für einfach reihig genietetes Blech

$$f = \frac{56}{100}$$

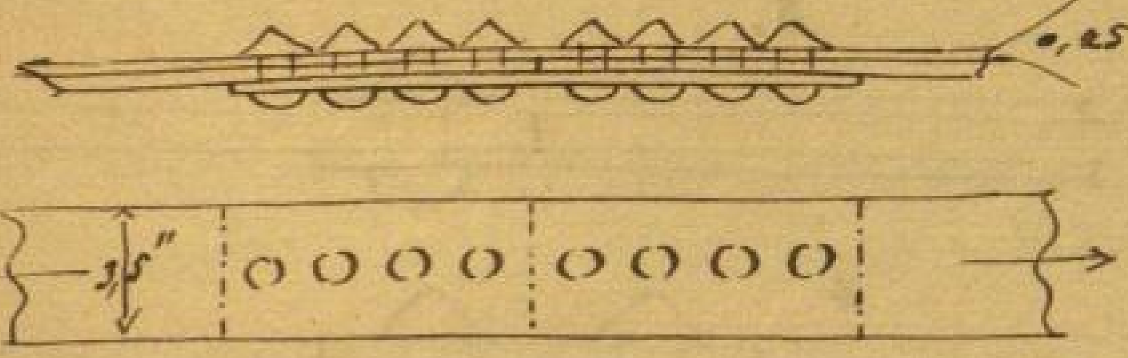
für doppeltreihig genietetes Blech

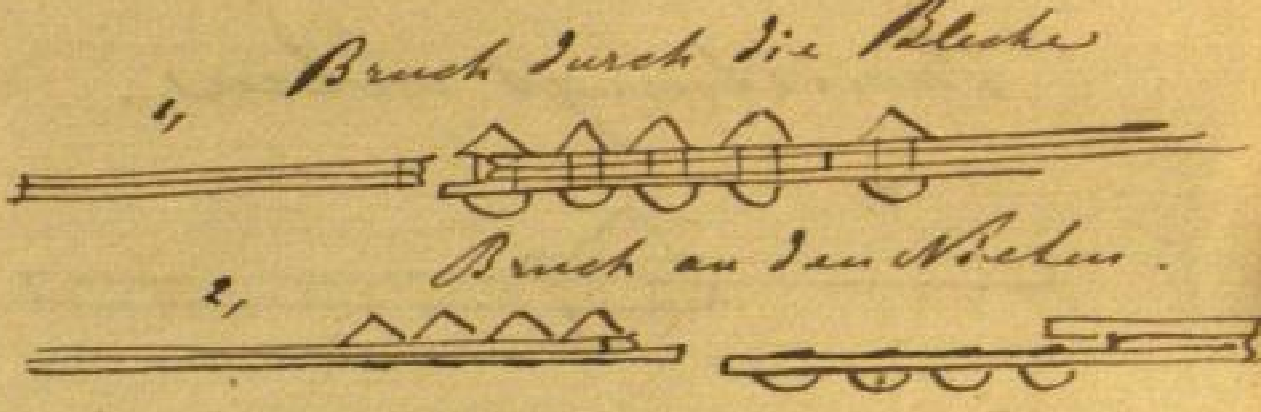
$$f = \frac{70}{100}$$

und für solches Blech
K = 3000 bis 4000 kilo.

NB. Bei all diesen Versuchen ist nicht angegeben weder die Dicke der Bleche noch der Durchm. der Nieten noch die Entfernungen der Nieten, noch die genaueren Angaben über die Art und Weise der Nietung.

Weitere Versuche über Ketten-Vernietungen.





Zwei Platten deren Querschnitt
$2 \cdot 0{,}25 \cdot 3{,}5 = 1{,}75\,\square''$ ist
und die mit einer Deckplatte
und 4, $\frac{5}{8}''$ dicken Nieten
(Kettenähnlich in der Länge
der Bleche hintereinander
stehend) vernietet sind
rissen in ihren Nietlöchern
durch eher als die Nieten
selbst abgeschoren wurden ⌐

Der Querschnitt der 4
Nietbolzen $= 4 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \frac{5.5}{8.8} = 1{,}228\,\square''$

Der Querschnitt 1 Bleches
durch die Nieten $=$ —— $0{,}719\,\square''$

Die Festigkeit 4 hintereinander
gestellter Nieten gegen das
Abscheren ist daher
nur $\frac{0{,}719}{1{,}228} = 0{,}6$ mal so groß
als die absolute Festigkeit
der gewalzten Bleche.

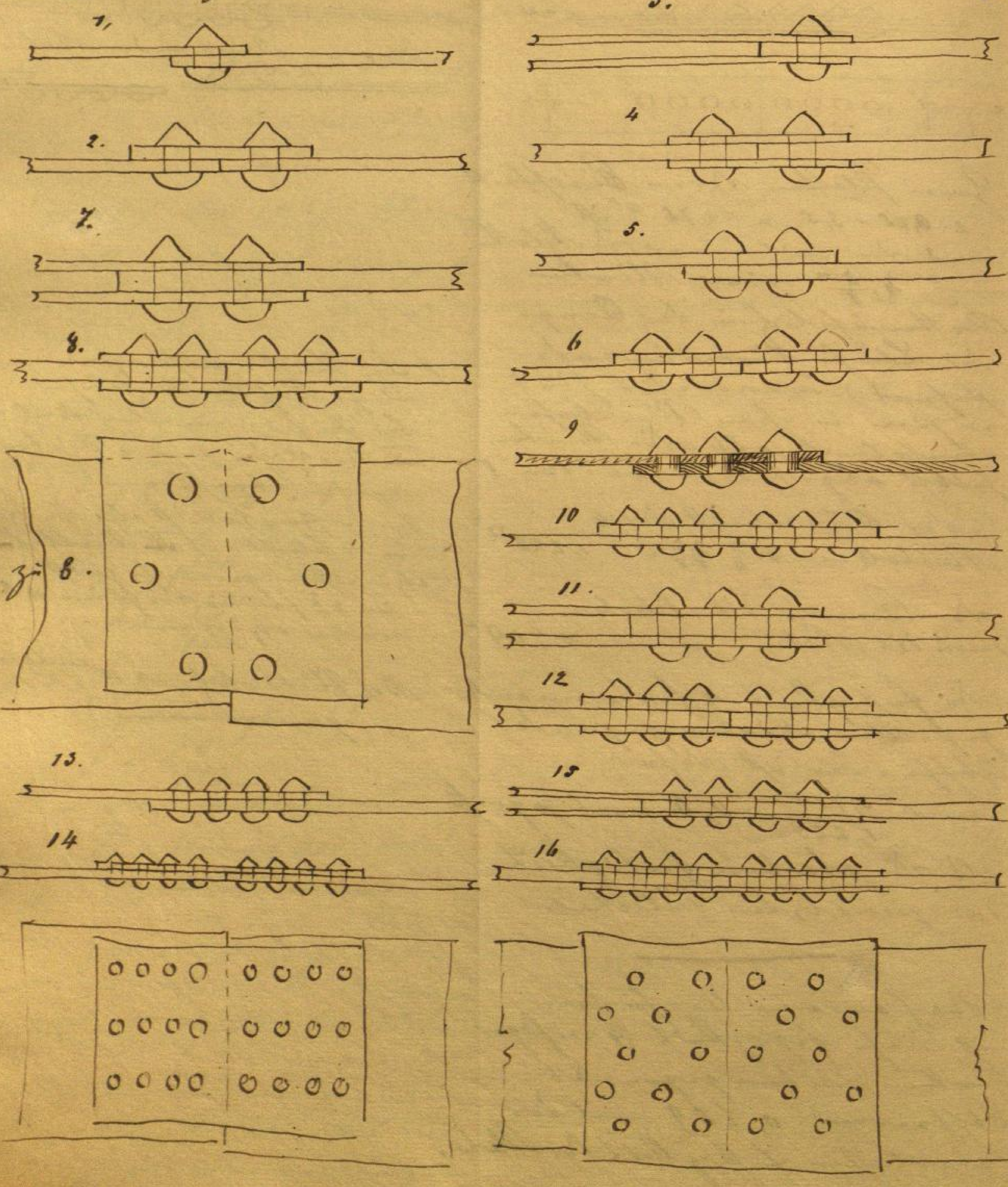
Nach anderen Versuchen
ist diese Festigkeit 4 reihiger
Kettennieten gegen das
Abscheren 0,659 mal der
absoluten Festigkeit der Bleche.

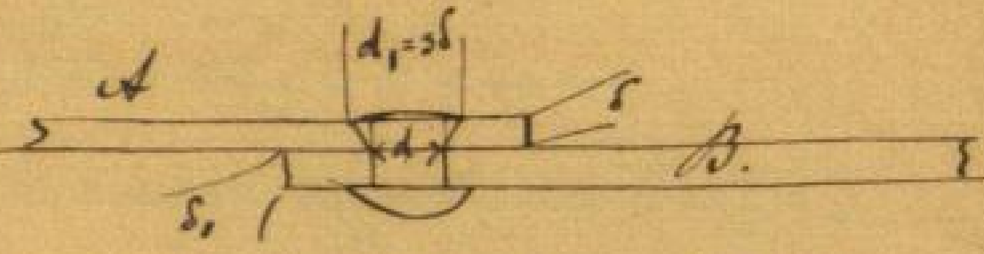
⌐ Bei Bruch 1 rissen zwei
Bleche durch die Nietlöcher
Bei Bruch 2. ein Blech durch
~~die~~ Nietlöcher und 4 Nieten
wurden abgeschoren
Im ersten Fall ist also die Kraft
um 1 Blech durch ~~die~~ Nietlöcher
abzureißen gerade so groß wie
im 2ten Fall die Kraft um 4 Ketten
nieten abzuscheren.

NB. (Natürlich per □ Einheit
genommen)

Verschiedene Vernietungsarten.

14, Kettenvernietung.
4, Vernietung mit doppelter Ueberdeckung.





B.) Sollen die Nietköpfe einerseits in das Blech A versenkt werden, wie es bei Schiffsvernietungen sein muß, so muß auf die Verschwächung des Bleches A durch das Einfräsen, Rechnung getragen werden. Das Blech A muß dann entweder dicker als B gemacht werden, oder es müssen die Nieten etwas weiter aus einander zu stehen kommen.

Ist gb. wie Dupuy de Lôme angibt $d_1 = 3\delta$ so gelten für solche Vernietungen folgende Regeln

$$\left(e - \frac{d_1+d}{2}\right)\delta = \pi \frac{d^2}{4} \quad \text{und}$$

$$f = \frac{e - \frac{d_1+d}{2}}{e} = \frac{1}{1+\frac{d_1+d}{2}\cdot\frac{4\delta}{\pi d^2}}$$

für $d = 2\delta$, $d_1 = 3\delta$ wird

$$\left(e - \frac{5}{2}\delta\right)\delta = \frac{\pi}{4}d^2; \quad \frac{e}{\delta} = \frac{3,14}{4}\cdot 4 + \frac{5}{2}$$

und $\underline{e = 5,64\,\delta}$

$$f = \frac{1}{1+\frac{5}{2}\delta\cdot\frac{4\delta}{\pi\cdot 4\delta^2}} = \frac{1}{1+\frac{10}{12,56}} = \underline{0,558}$$

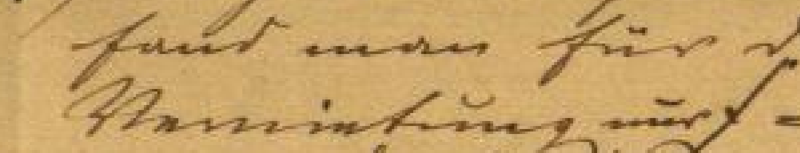
Die Festigkeit der Vernietung hat wie man sieht abgenommen und es ist daher diese Art mit Versenken der Köpfe nur im Zwangsfalle anzuwenden.

Für das Blech B ist ferner

$$(e-d)\,\delta_1 = \left(e - \frac{d_1+d}{2}\right)\delta \quad \text{woraus}$$

$$\delta_1 = \frac{2e-(d_1+d)}{2(e-d)}\,\delta = \underline{0,86\,\delta}$$

B.) Nach den vorgenannten Versuchen fand man für diese einfache Vernietung $f = 0,56$. Es mag dies daher kommen, daß bei unserer Rechnung

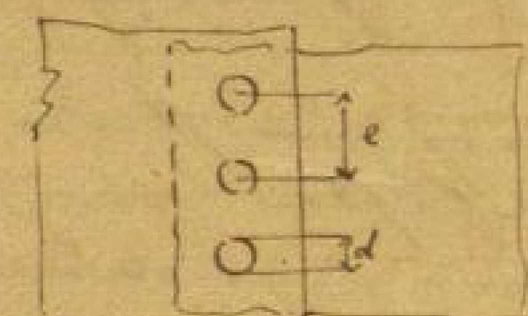


das Bestreben der Bleche sich in eine Ebene zu legen vernachlässigt worden ist; durch dieses Bestreben werden nämlich die Bleche gerade an der Nietstelle etwas gebogen und natürlich dadurch auch geschwächt. Es mag aber auch sein, daß bei obigen Versuchen die Entfernung(e) der Nieten zu klein, die Anzahl der Nieten also zu groß angenommen wurde.

Untersuchung der verschiedenen Vernietungsarten hinsichtlich ihrer Festigkeit.

Es sei hierbei f das Verhältniß der absoluten Festigkeiten von genieteten und ungenieteten Blech, δ die Blechdicke,
d der Durchmesser der Nieten
e, die Entfernung zweier Nieten-Centren auf die Richtung der zerreißenden Kraft gemessen.

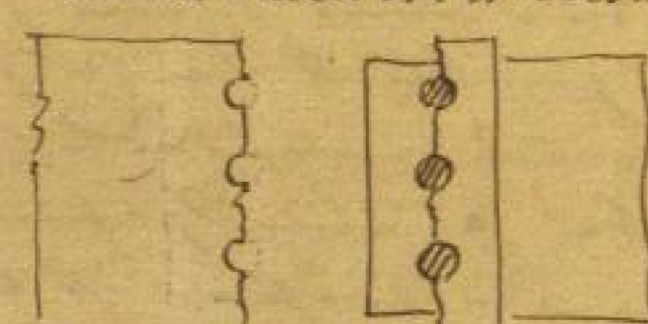
Vernietung I.



1) $f = \frac{e-d}{e}$ und $\frac{\pi d^2}{4} = (e-d)\delta$ 2)

vorausgesetzt daß die Festigkeit der Nieten gegen das Abscheeren gerade so groß ist als die absolute Festigkeit des Bleches.

Bruch durch die Nietlöcher.



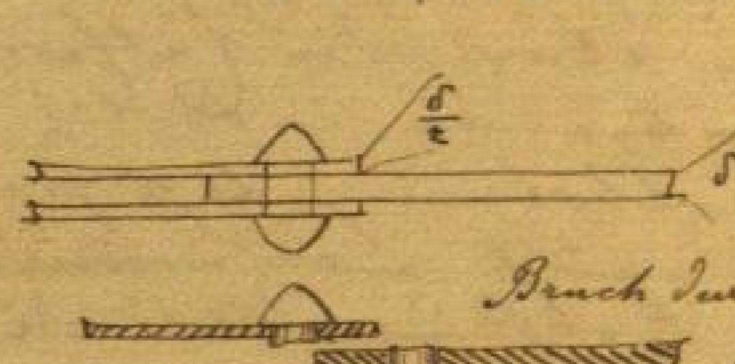
$$f = \frac{\frac{e}{\delta} - \frac{d}{\delta}}{\frac{e}{\delta}} \quad \text{und aus 2)} \quad e = \frac{\frac{\pi d^2}{4}}{\delta} + d$$

$$\text{oder} \quad \frac{e}{\delta} = \frac{\pi}{4}\left(\frac{d}{\delta}\right)^2 + \frac{d}{\delta}$$

woraus $$f = \frac{\frac{\pi}{4}\left(\frac{d}{\delta}\right)^2}{\frac{\pi}{4}\left(\frac{d}{\delta}\right)^2 + \frac{d}{\delta}} = \frac{1}{1 + \frac{4}{\pi}\cdot\frac{\delta}{d}}$$

für $d = 2\delta$ wird $f = \frac{1}{1+0{,}637} = 0{,}61$ — $f = 0{,}61$ (siehe B) $e = 5{,}14\,\delta$

für Vernietung 2 gilt dasselbe wie für 1.



Bruch durch die Nieten.

Vernietung 3. u 4.

$$f = \frac{e-d}{e}, \quad 2\cdot\frac{\pi d^2}{4} = (e-d)\delta$$

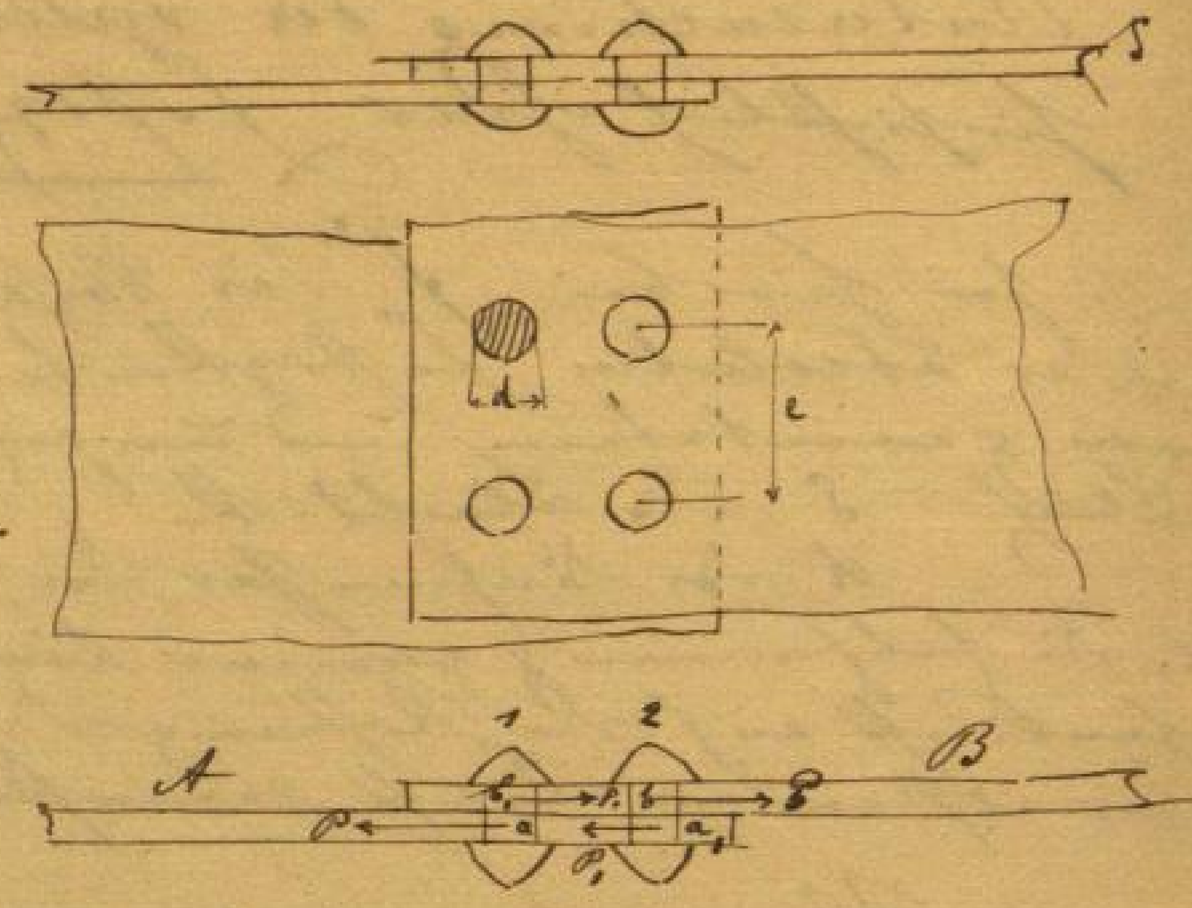
$$e = \frac{\pi d^2}{2}\cdot\frac{1}{\delta} + d \qquad \frac{e}{\delta} = \frac{\pi}{2}\frac{d^2}{\delta^2} + \frac{d}{\delta}$$

$$f = \frac{\frac{e}{\delta} - \frac{d}{\delta}}{\frac{e}{\delta}} = \frac{\frac{\pi}{2}\left(\frac{d}{\delta}\right)^2}{\frac{\pi}{2}\left(\frac{d}{\delta}\right)^2 + \frac{d}{\delta}} = \frac{1}{1 + \frac{2}{\pi}\cdot\frac{\delta}{d}}$$

für $d = 2\delta$ wird $f = \frac{1}{1+\frac{2}{\pi}\cdot\frac{1}{2}} = 0{,}76$ — $f = 0{,}76$ $e = 8{,}28\,\delta$

Zwei-Reihige Vernietungen.

Vernietung 5 u. 6.



Es ist leicht einzusehen daß zwei in der Richtung der zerreißenden Kraft hintereinander gestellten Nieten gegen das Abscheren doppelt so großen Widerstand darbieten als eine Niete. Denn es werden in beiden Nieten gleiche Spannungen eintreten.

Das Blech wird zuerst die Niete bei a anfassen, wird sich etwas ausdehnen und dann die Niete 2 bei a_1 ergreifen. Denken wir uns nun für einen Augenblick die Entfernung der Nieten unveränderlich so würde bei a eine Spannung P eintreten die größer ist als die Spannung P_1 der zweiten Niet bei a_1. Ebenso würde bei unveränderlicher Entfernung der Nieten das Blech B bei b der zweiten Niete eine Spannung P und bei b_1 der 1te Niete eine kleinere Spannung P_1 hervorbringen. Da nun aber die Entfernung der Nieten unveränderlich ist die Nietbolzen selbst frei sind, so muß notwendiger Weise $P_1 = P$ werden da sonst die Nieten nicht im Gleichgewicht bleiben ~~würden~~ und sogleich nach der Richtung der größeren Kraft sich bewegen würden.

Warum Schluß:

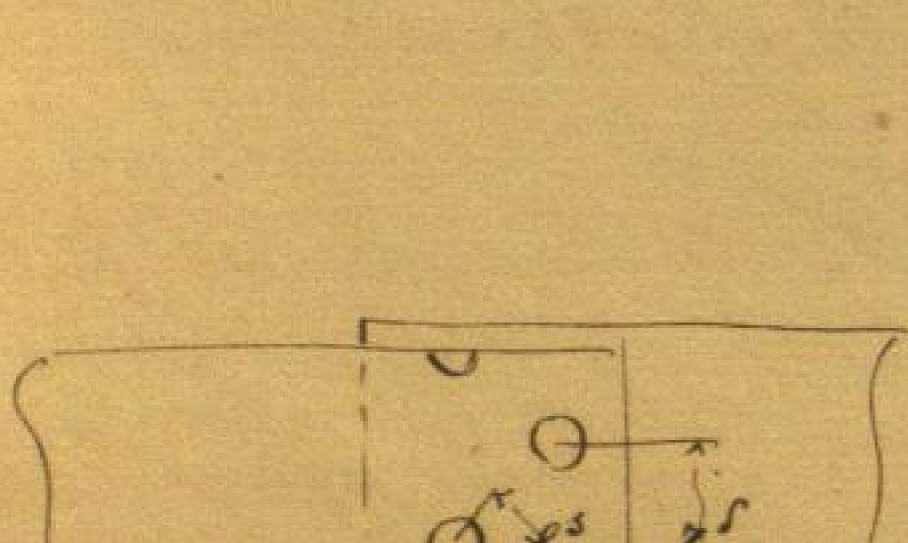
Nach dem Resultat dieser Betrachtung, ist es klar daß diese Doppelreihigen

Dupuy de Lôme sagt zwar in seinem: Memoire sur la Construction des Bâtiments en fer: (Seite 60.)

Dans les joints à clin à deux lignes

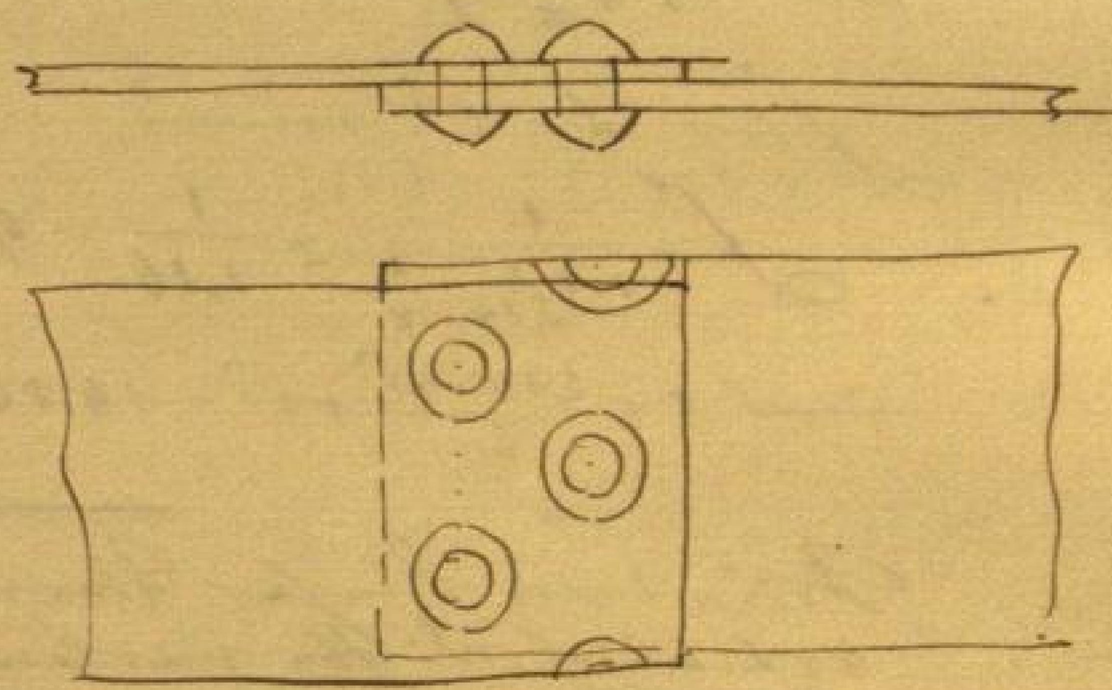
chaque intervalle entre les trous de la première ligne devrait avoir la force de deux rivets, si les rivets des deux lignes travaillaient bien ensemble, ce qui en supposant toujours la même épaisseur(1) à la tôle et le même diamètre(2) de rivets, porterait à 8 la distance des rivets de centre en centre l'expériance paraît avoir consacré de n'en mettre que 7, ce qui est rationnel, parce que la seconde ligne ne fera tout son effet que quand la première sera déjà fatiguée. le rivet enlevant une largeur de 2, la tôle conserve dans ce mode de joint les cinq septièmes de sa force primitive.

Allein diese Ueberlegung ist gewiß falsch und beide Reihen Nieten werden nahezu genau gleich viel tragen, wie unsere vorhergehende Betrachtung zeigt. Der Grund warum man $e = 7\delta$ in der Praxis nimmt mag darin liegen, daß man die Entfernung(e') zwischen den in verschiedenen Reihen liegenden Nietlöchern der erforderlichen Dichte halber nicht größer als 5δ machen durfte und doch bei $d = 2\delta$ stehen bleiben wollte. Wäre dies der Fall, so wäre es der größeren Festigkeit halber aber vernünftiger $d = 1,$[illegible]δ anstatt 2δ zu nehmen ——— wodurch $f = 0,74$ also größer als $\frac{5}{7} = 0,714$ würde.



Vernietungsart viel weniger beinahe oder halbovale Nietlöcher in senkrechter Richtung auf die Linie der Zugäußerung bedarf, hinsichtlich der Festigkeit der gewöhnlichen einfachen Vernietungsart gegenüber also weit günstiger sein muß. Deshalb wird die Rechnung zeigen.

Es ist für zweireihige Nieten mit Deckstückverlaschung die Bedingungsgleichung, daß der Bruch durch das durchlochte Blech ebenso wahrscheinlich eintritt als das Abscheren der Nieten



$$2\cdot\frac{\pi d^2}{4} = (e-d)\,\delta \quad \text{woraus}$$

$$\frac{e}{\delta} = \frac{\pi}{2}\left(\frac{d}{\delta}\right)^2 + \frac{d}{\delta} \quad \text{und}$$

$$f = \frac{e-d}{e} = \frac{\frac{e}{\delta}-\frac{d}{\delta}}{\frac{e}{\delta}} = \frac{\frac{\pi}{2}\left(\frac{d}{\delta}\right)^2}{\frac{\pi}{2}\left(\frac{d}{\delta}\right)^2+\frac{d}{\delta}} = \frac{1}{1+\frac{2}{\pi}\frac{\delta}{d}}$$

für $d = 2\delta$ wird $f = 0,76$ —— $f = 0,76$

und $e = 8,28\,\delta$ —— $e = 8,28\,\delta$

Wird von dieser Vernietungsart auch Dichtheit verlangt d.h. soll e einen bestimmten Werth z.B. — $e = 5,14\,\delta$ sein so findet man d wie folgt:

Es ist $d^2 + \frac{2}{\pi}\cdot d\delta = \frac{2}{\pi}\cdot e\delta$ woraus

$$d = -\frac{\delta}{\pi} + \sqrt{\left(\frac{\delta}{\pi}\right)^2 + \frac{2}{\pi}\cdot e\delta}$$

und also $e = 5,14\,\delta$ gesetzt

$$d = -\frac{\delta}{\pi} + \sqrt{\frac{\delta^2}{10} + \frac{2}{3,14}\cdot 5,14\,\delta^2} = -\frac{\delta}{3,14} + \delta\sqrt{3,37}$$

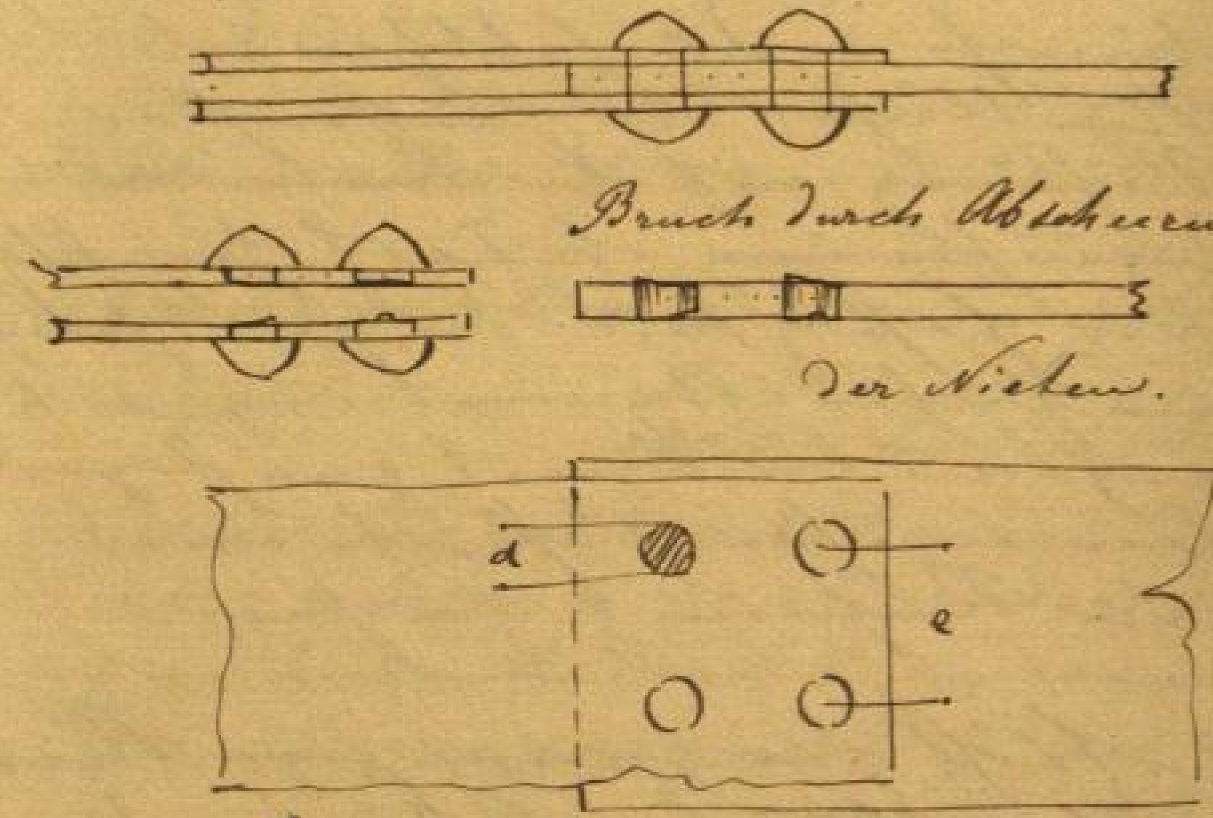
$d = 1,48\,\delta$ und —— $d = 1,48\,\delta$

$$f = \frac{e-d}{e} = \frac{1}{1+\frac{2}{3,14}\cdot\frac{1}{1,48}} = \text{——}\ 0,70 \text{ —— } f = 0,70$$

und also $e =$ —— $5,14\,\delta$ —— $e = 5,14\,\delta$

B. diese Vernietungsart wobei $e = 5,14\,\delta$ ist wahrscheinlich bei vorgenannten Versuchen über Schiffsvernietungen angewendet worden. Dort fand man die Verhältnißzahlen f für einfach, zweireihig und volles Blech 56 : 70 : 100 während die Rechnung die Zahlen 61 : 70 : 100 ergibt.

Vernietungsart 7 u. 8.



$$4 \cdot \frac{\pi d^2}{4} = (e-d)\,\delta\,, \quad e = \frac{\pi d^2}{\delta} + d$$

$$\frac{e}{\delta} = \pi \left(\frac{d}{\delta}\right)^2 + \frac{d}{\delta}$$

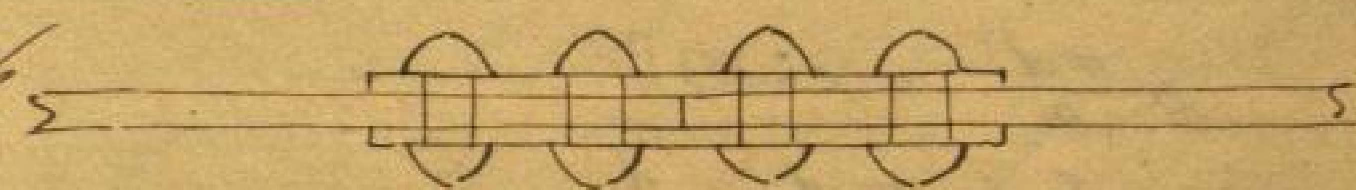
$$\varphi = \frac{e-d}{e} = \frac{\frac{e}{\delta} - \frac{d}{\delta}}{\frac{e}{\delta}} = \frac{\pi\left(\frac{d}{\delta}\right)^2}{\frac{\pi d^2}{\delta^2} + \frac{d}{\delta}}$$

$$\varphi = \frac{1}{1 + \frac{1}{\pi}\cdot\frac{\delta}{d}}$$

Für $d = 2\delta$ wird

$$\varphi = \frac{1}{1 + \frac{1}{3,14}\cdot\frac{1}{2}} = \frac{1}{1,16} = 0,86 \qquad \varphi = 0,86$$

und $e = \frac{3,14 \cdot 4\delta^2}{\delta} + 2\delta = 14,56\,\delta$ $\qquad e = 14,56\,\delta.$



Wird von dieser Vernietungsart auch Dichtheit verlangt und soll z. B. $e = 5,14\,\delta$ sein, so findet man d u. φ wie folgt:

$$d^2 = \frac{e\delta}{\pi} - \frac{d\delta}{\pi}\,, \quad d^2 + \frac{d\delta}{\pi} = \frac{e\delta}{\pi}$$

$$d = -\frac{\delta}{2\pi} + \sqrt{\frac{\delta^2}{4\pi^2} + \frac{e\delta}{\pi}} \quad \text{und}$$

$$\varphi = \frac{1}{1 + \frac{1}{\pi}\cdot\frac{\delta}{d}}$$ in beide Gl. nun $e = 5,14\,\delta$ eingeführt giebt:

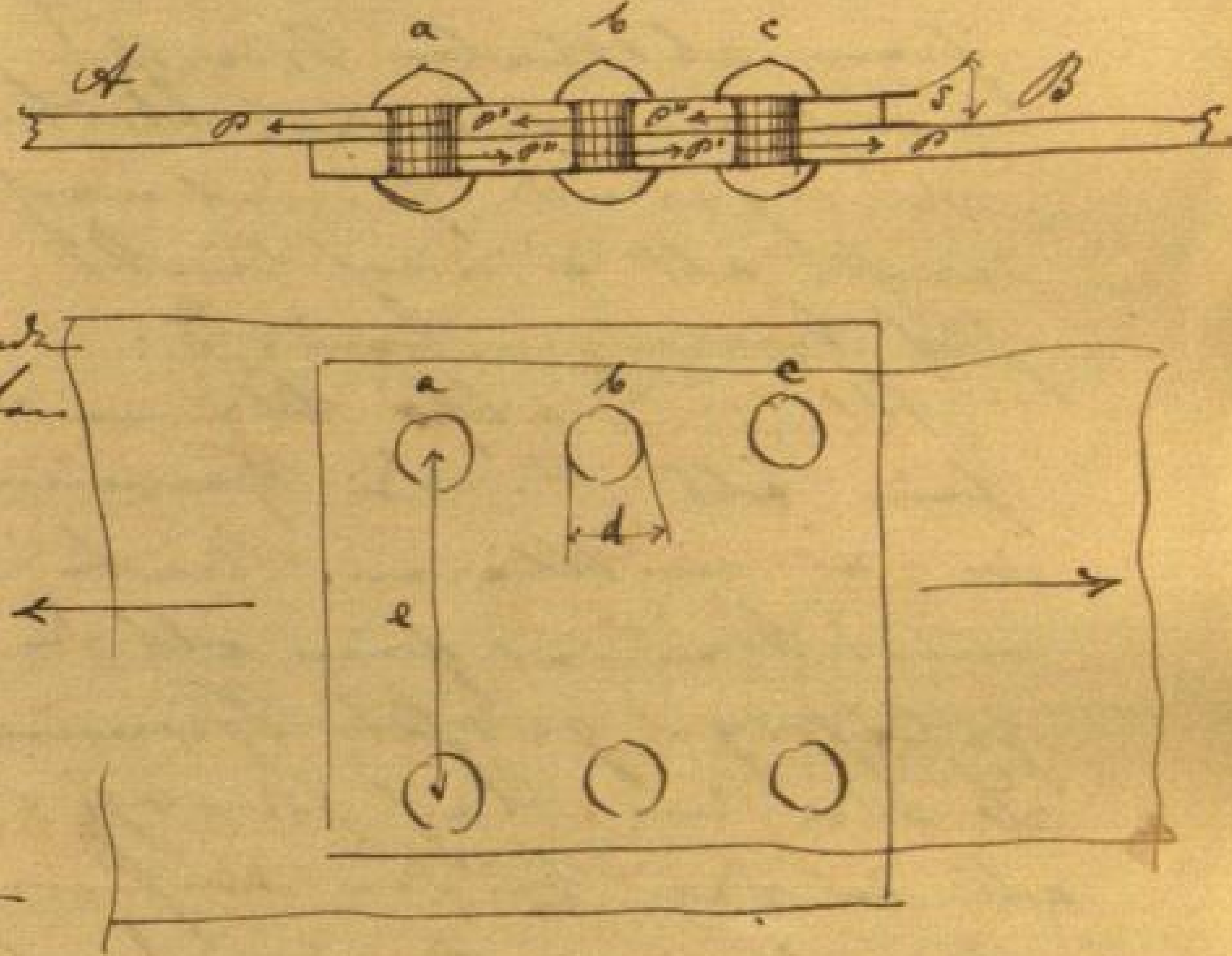
$$d = -\frac{\delta}{6,28} + \sqrt{\frac{\delta^2}{40} + \frac{5,14\,\delta^2}{3,14}}$$

$$d = \delta\left(-\frac{1}{6,28} + \sqrt{1,665}\right) = 1,128\,\delta \quad \text{———} \quad d = 1,128\,\delta$$

und $\varphi = \frac{1}{1 + \frac{1}{3,14}\cdot\frac{1}{1,13}} = 0,78$ ——— $\varphi = 0,78$

Vernietung. 9 x 10.

Dreireihige Kettennietung



Werden zwei Bleche durch 3 in der Richtung der ziehenden Kräfte hintereinander gestellten Nieten verbunden und denken wir uns vorerst die Entfernung der Nieten in derselben Richtung als unveränderlich, so wird das Blech A zuerst die Niete a dann b und zuletzt c auffassen in a eine Spannung P in b eine P' und in c eine Sp. P'' erzeugen. Diese 3 Spannungen würden gleich sein, wenn das Material des Bleches und der Nieten absolut unelastisch wären. P wird aber größer sein als P'' und P wieder größer als P' da dies aber nicht der Fall ist, da das Blech sich ausdehnt und die Nieten zusammengedrückt werden. Das Blech B wird 3 gleiche Spannungen P, P' und P'' aber in den Nieten c, b und a hervorbringen. Läßt man die Nieten nun frei, so daß ihre Entfernungen sich ändern können so werden die Nieten a u. c nach der Richtung der auf sie wirkenden größeren Kräfte P sich so lange fortbewegen bis diese im Gleichgewicht sind bis also P = P'' ist. Die mittlere Niete b wird ruhig bleiben da die auf sie wirkenden Kräfte P' und P' im Gleichgewicht sind.

P'' und P' werden aber auch ihrem absoluten Werthe nach unverändert bleiben, da c gerade so viel nach rechts als a nach links sich bewegen wird.

P' wird also kleiner sein als P. Die Spannung in der mittleren Niet wird kleiner sein als die zulässige größte Spannung S, die im Blech sowohl als in den beiden äußern Nieten eintreten darf.

Es werden demnach 3 hintereinander gestellt Nieten nicht 3 mal so großen Widerstand ~~gegen~~ dem Abscheeren entgegen setzen, sondern nur (2 + x) mal, als eine Niete, wobei x kleiner als 1 ist.

Den Werth von x durch Rechnung zu bestimmen führt zu weitern schwierigen Untersuchungen.

Praktisch könnte derselbe leicht durch Versuche ermittelt werden, ist aber bis jetzt noch nicht bekannt.

Für diesen Vernietung würde dann sein:

$$(e-d)\,\delta = (2+x)\,\frac{\pi d^2}{4}$$

und $$f = \frac{e-d}{e} = \frac{1}{1+\frac{4}{(2+x)\pi}\cdot\left(\frac{\delta}{d}\right)}$$

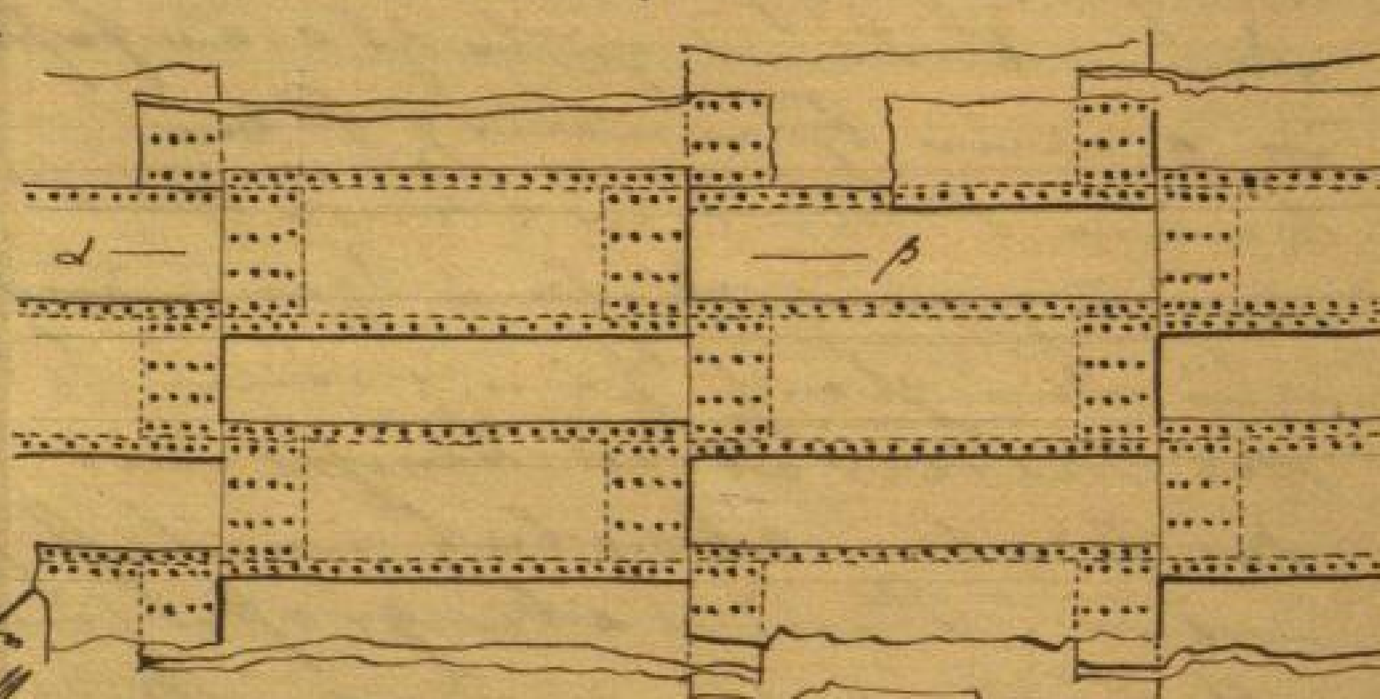
und für Vernietung 11 und 12

$$(e-d)\,\delta = 2(2+x)\cdot\frac{\pi d^2}{4}$$

$$f = \frac{e-d}{e} = \frac{1}{1+\frac{2}{(2+x)\pi}\left(\frac{\delta}{d}\right)}.$$

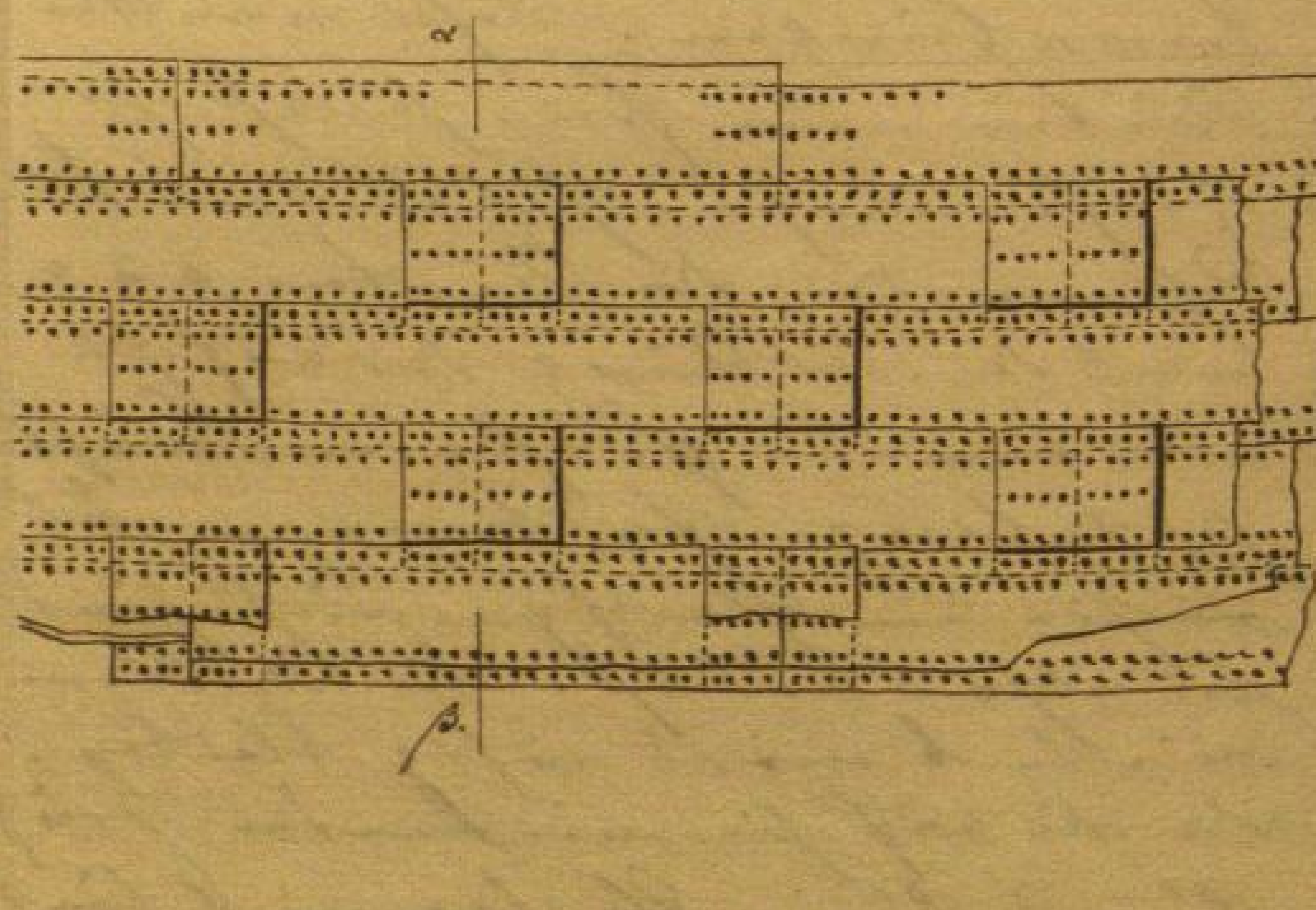
Schnitt αβ. 17. c

zu 17. c



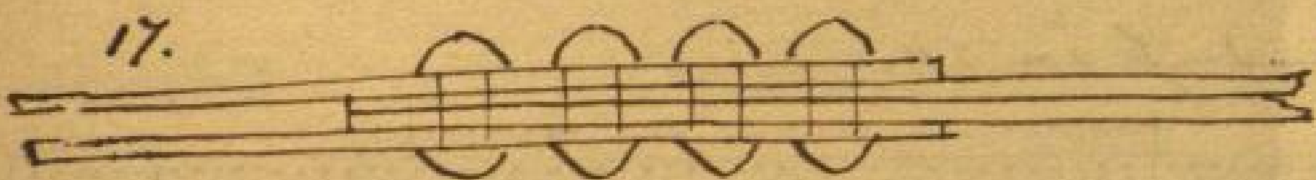
Schnitt αβ.

zu 19.



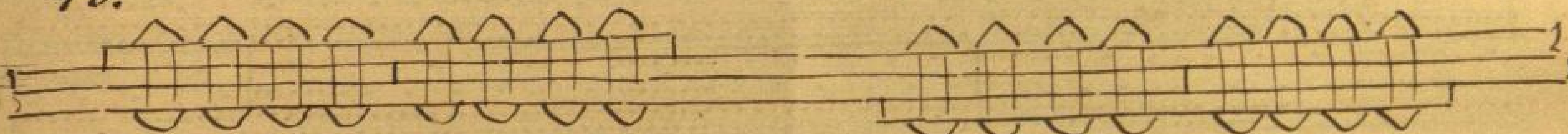
Vernietungen von Doppelblechen mittelst 4reihiger Kettennieten.

17.

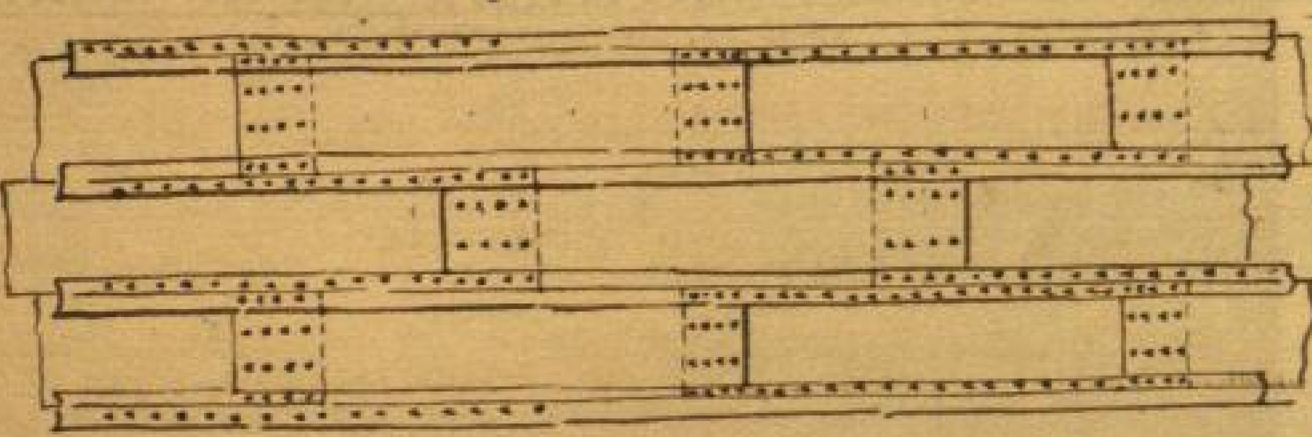


zu 17. b

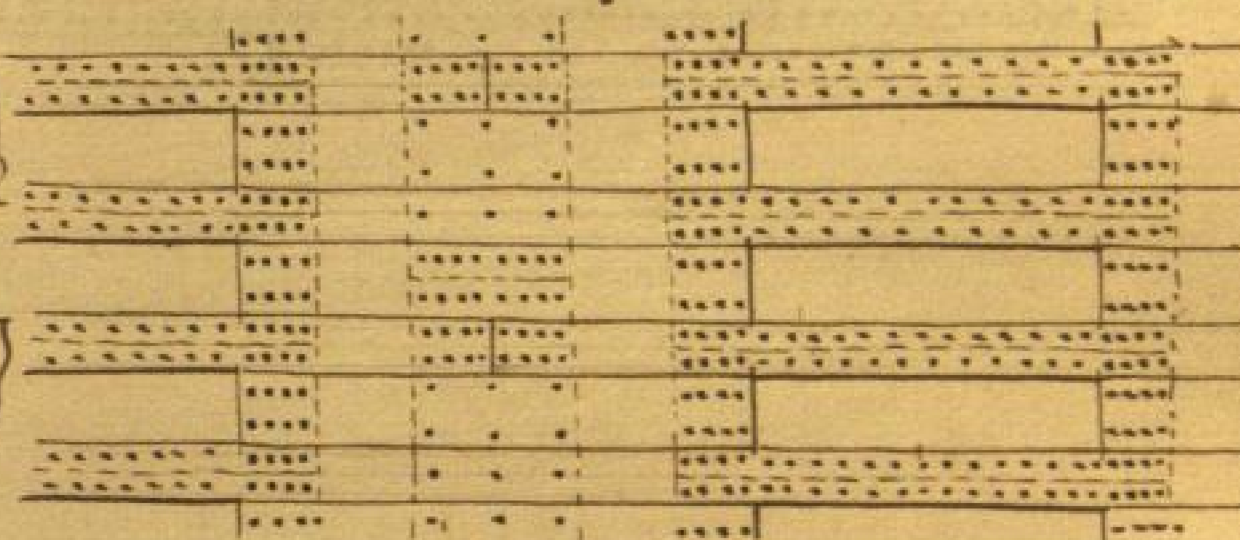
18.



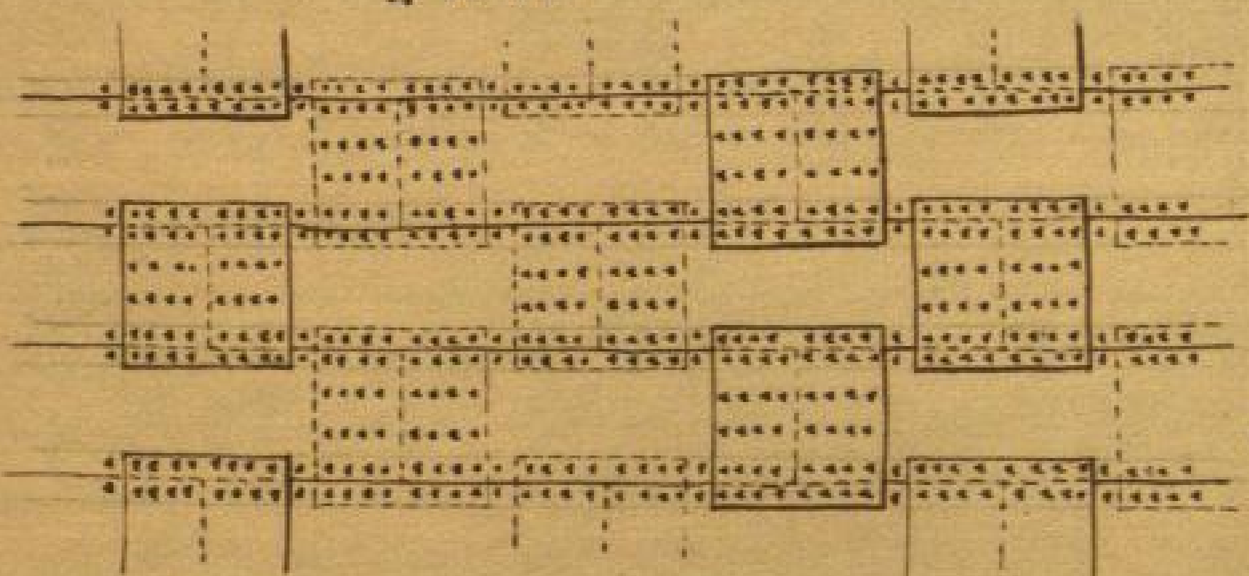
zu 17. a



zu 17. b

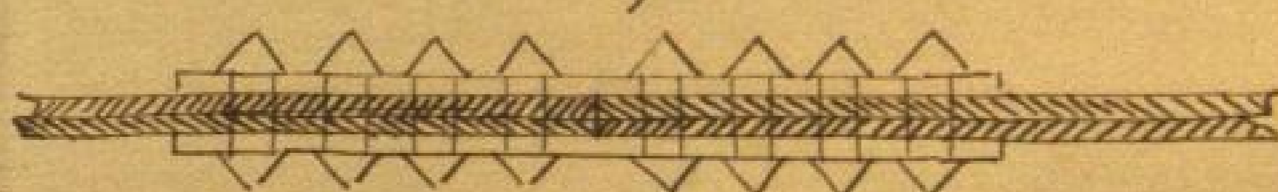


zu 18.

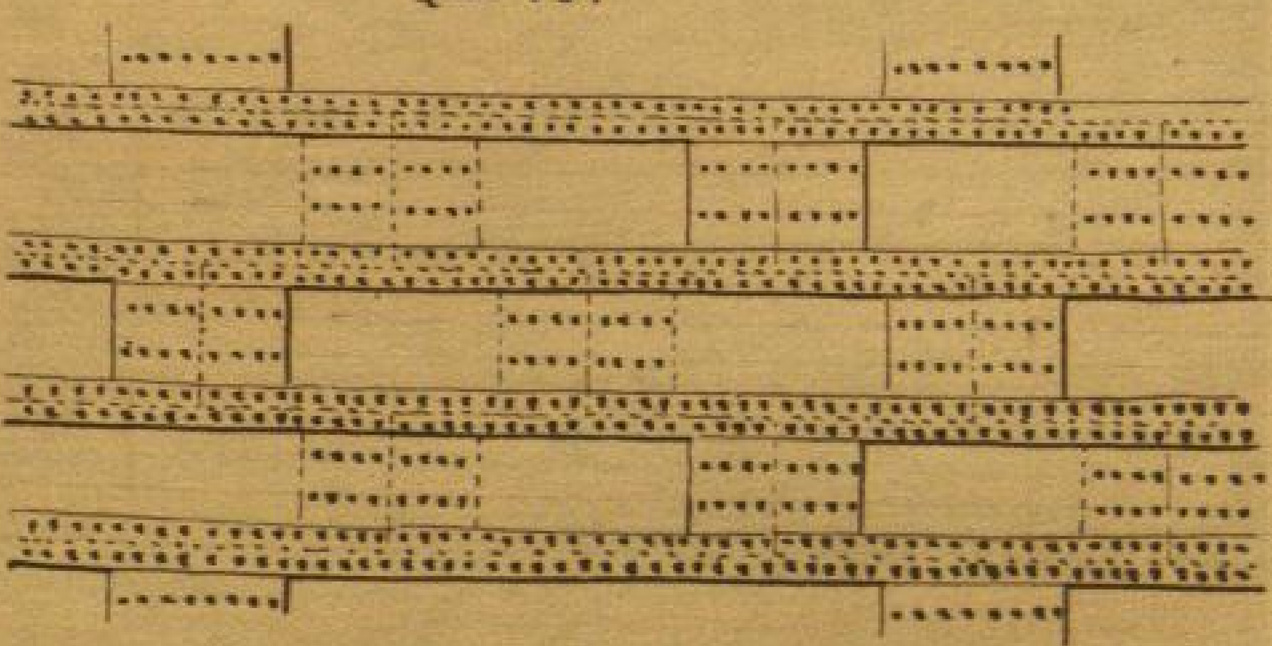


18. Vernietungsart des Bodens der Brittania Brückenröhre.

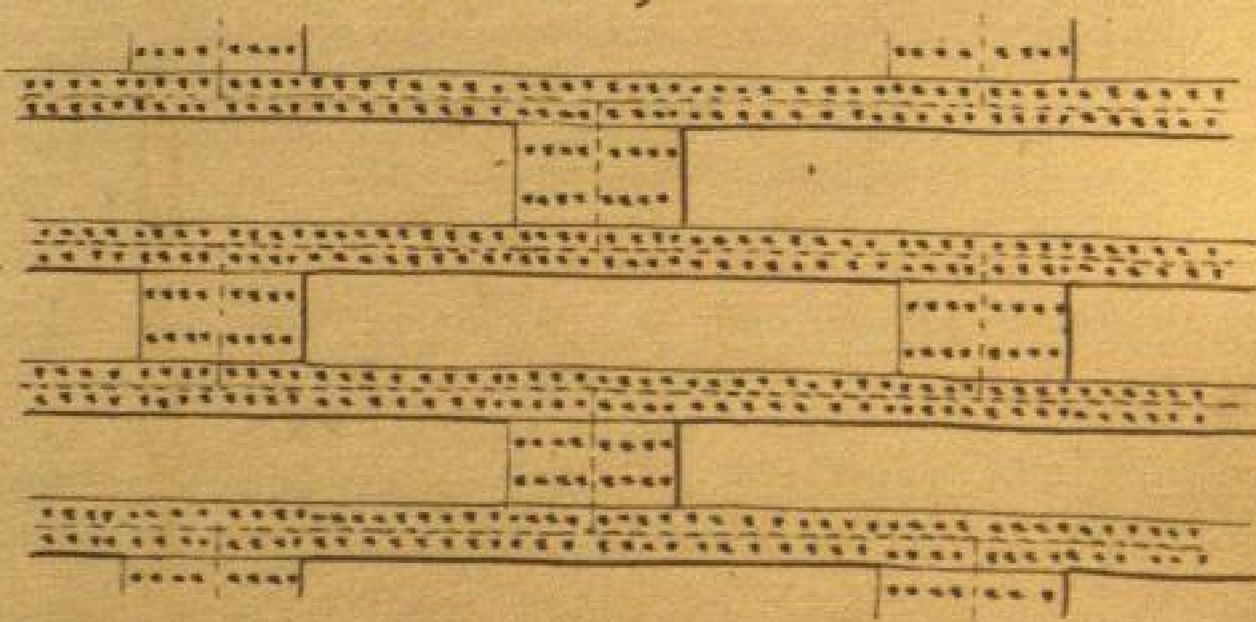
19.



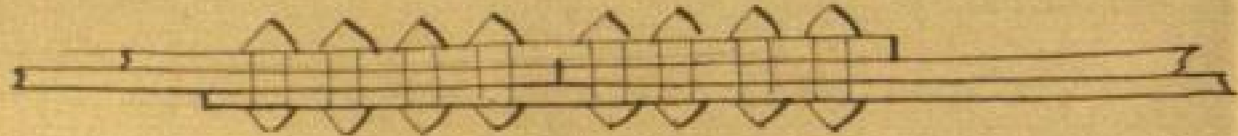
zu 18.



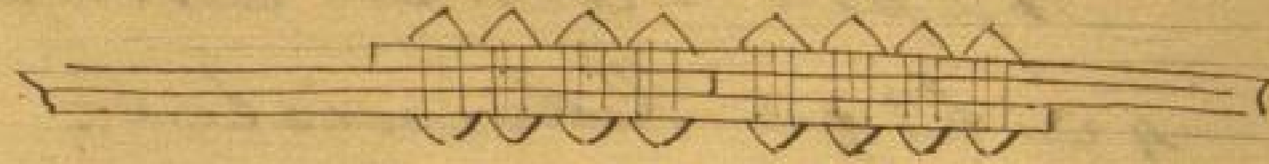
zu 19.



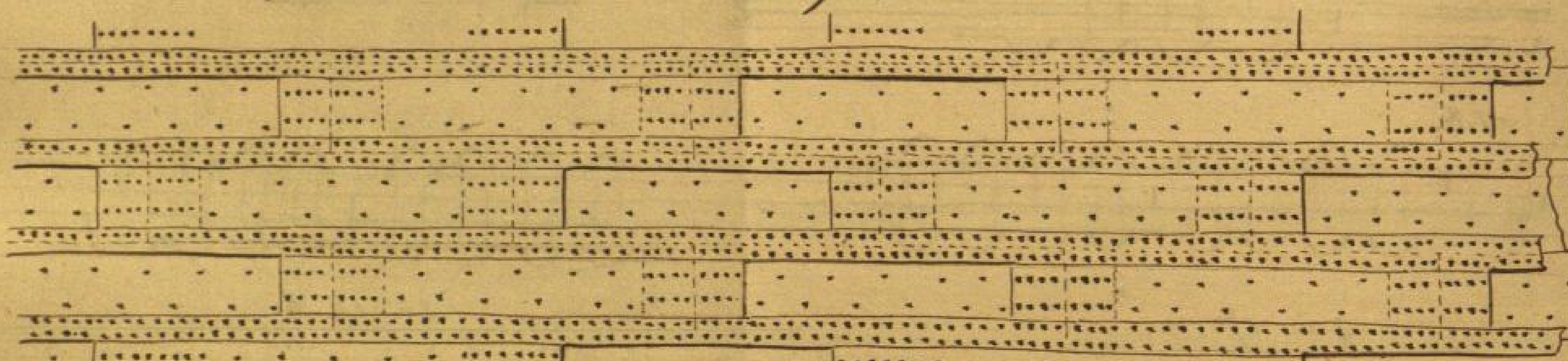
20.



20.

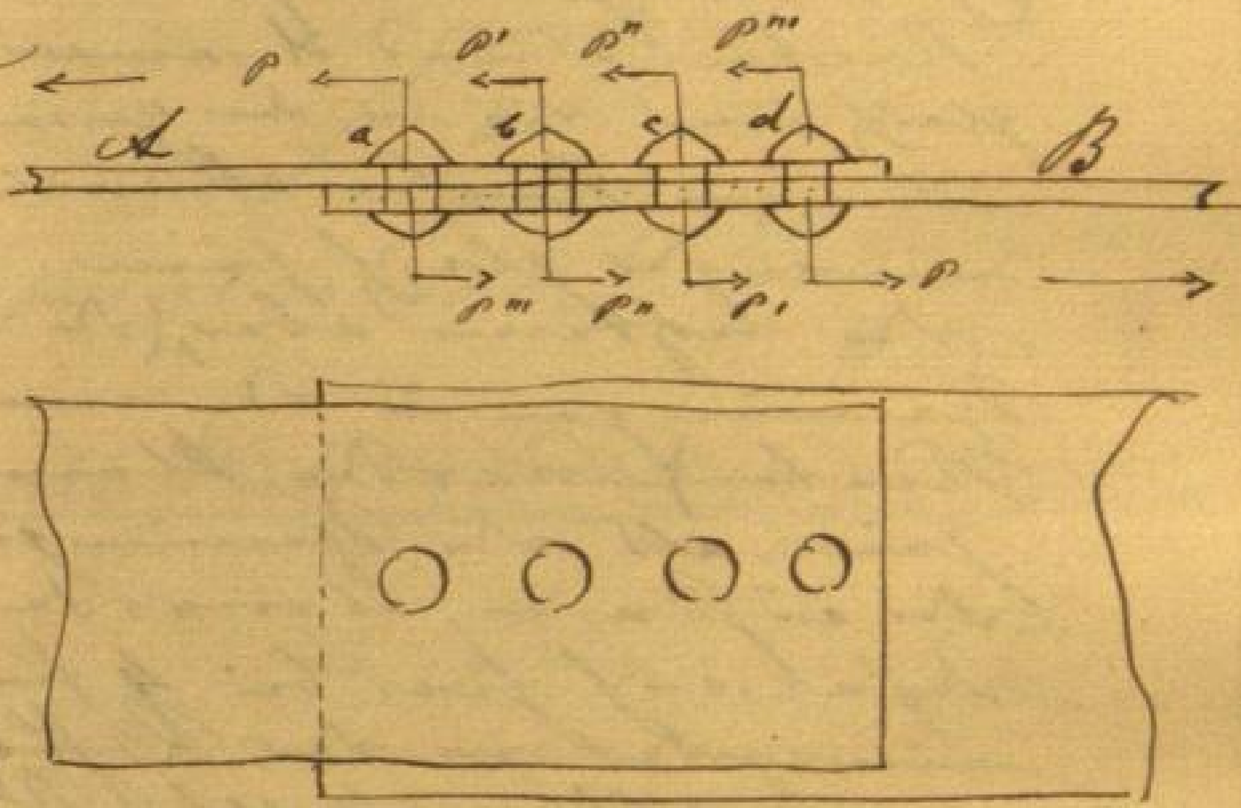


Grundriß zu 20.



Untersuchung über
die Festigkeitsverhältnisse
4 reihiger Kettenvernietungen

Vernietung 13 u. 14.



Ähnlich wie bei 3reihiger Kettenvernietung ist es wenn zwei Bleche durch 4 hintereinander gestellte Nieten verbunden werden. Die Entfernung der 4 Nieten von einander vorerst wieder als absolut unveränderlich angenommen und die zerreißende Kraft wirken lassen, so wird das Blech A in a eine Spannung P, in b eine etwas kleinere P', in c eine noch kleinere P'' und in d eine abermals kleinere P''' erzeugen. Die Verhältnisse in denen diese Spannungen zu einander stehen hängt von der Elastizität des Materials von Blech und Nieten ab. Ist das Material absolut starr und unelastisch, so werden alle Spannungen gleich sein und je elastischer das Material des Bleches ist desto ungleicher und je elastischer die Nieten desto gleicher werden die Spannungen sein.

Das Blech B wird umgekehrt in d die größte Spannung P in c die Sp. P', in d, P'' und in a die kleinste Spannung P''' ferner bringen und überläßt man nun die Nieten ganz frei der Wirkung der Kräfte so werden sie solange ihre Entfernungen ändern bis alle im Gleichgewicht sind d. h. bis P = P''', und P' = P'' ist.

Es würden die Spannungen in den zwei äußeren Nieten a und d einander gleich und die in den zwei inneren Nieten abermals einander gleich sein. Die letzteren aber, (die Spannungen in den inneren Nieten) würden kleiner sein, als die Spannungen der äußeren, es würden daher auch hierbei 4 hinter einander in der Richtung der Kräfte gestellten Nieten nicht 4 mal so großen Widerstand dem Abscheren darbieten, als eine Niete, sondern nur $(2+y)$ mal so viel, wobei y bei allen elastischen Materialien kleiner als 2 ist, und um so kleiner wird je elastischer die Lasche und je unelastischer die Nieten sind, den Werth 0 jedoch nur dann erreicht, wenn die Niete absolut starr und das Material der Lasche ~~als~~ unendlich elastisch angenommen wird.

Nach vorgenannten zahlreichen Versuchen (mit Eisenblech und eisernen Nieten) scheint $(2+y)$ zwischen 40,62 und 40,659 zu liegen y demnach zwischen 0,4 u. 0,6

Nehmen wir einmal für unsere Rechnung 0,6 an, so ist für 4 zeilige einschnittige Kettenvernietungen

$$(e-d)\delta = (2+y)\frac{\pi d^2}{4}$$

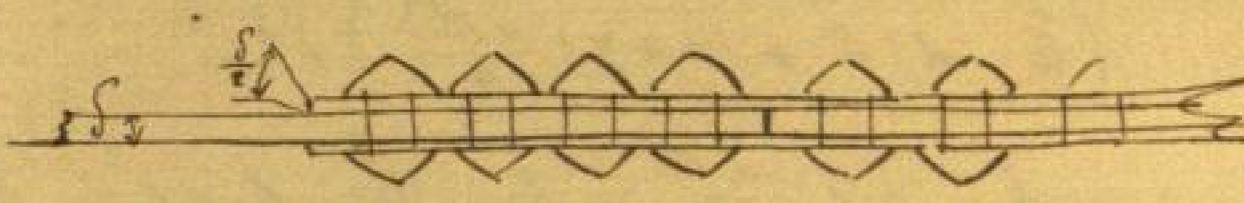
$$e = \delta\left((2+y)\frac{\pi}{4}\left(\frac{d}{\delta}\right)^2 + \frac{d}{\delta}\right) \quad \text{und}$$

$$f = \frac{e-d}{e} = \frac{(2+y)\frac{\pi}{4}\left(\frac{d}{\delta}\right)^2}{(2+y)\frac{\pi}{4}\left(\frac{d}{\delta}\right)^2 + \frac{d}{\delta}} = \frac{1}{1 + \frac{4}{(2+y)\pi}\cdot\frac{\delta}{d}}$$

Den Zahlenwerth 0,6 für y, und $\frac{d}{\delta} = 2$ eingesetzt giebt: $e = \delta(2{,}6\cdot\pi + 2) = 10{,}16\,\delta$. — $e = 10{,}16\,\delta$.

und $f = \frac{1}{1+\frac{4}{2{,}6\pi}\cdot\frac{1}{2}} = \frac{1}{1+0{,}245} = 0{,}80$ — $f = \frac{80}{100}$.

für $y = 0{,}4$ wird $f = \frac{79}{100}$ u. $e = 9{,}536\,\delta$



Vernietungen. 15 u. 16.

$$(e-d)\delta = 2(2+y)\frac{\pi d^2}{4}$$

$$e = \delta\left((2+y)\cdot\frac{\pi}{2}\left(\frac{d}{\delta}\right)^2 + \frac{d}{\delta}\right)$$ und

$$f = \frac{e-d}{e} = \frac{(2+y)\frac{\pi}{2}\cdot\left(\frac{d}{\delta}\right)^2}{(2+y)\frac{\pi}{2}\left(\frac{d}{\delta}\right)^2 + \frac{d}{\delta}} = \frac{1}{1+\frac{2}{(2+y)\pi}\cdot\frac{\delta}{d}}$$

$y = 0{,}6$, $d = 2\delta$ gesetzt

giebt. $e = \delta\left(\frac{2{,}6\cdot 3{,}14}{2}\cdot 4 + 2\right) = 18{,}328\,\delta$ — $e = 18{,}328\,\delta$

und

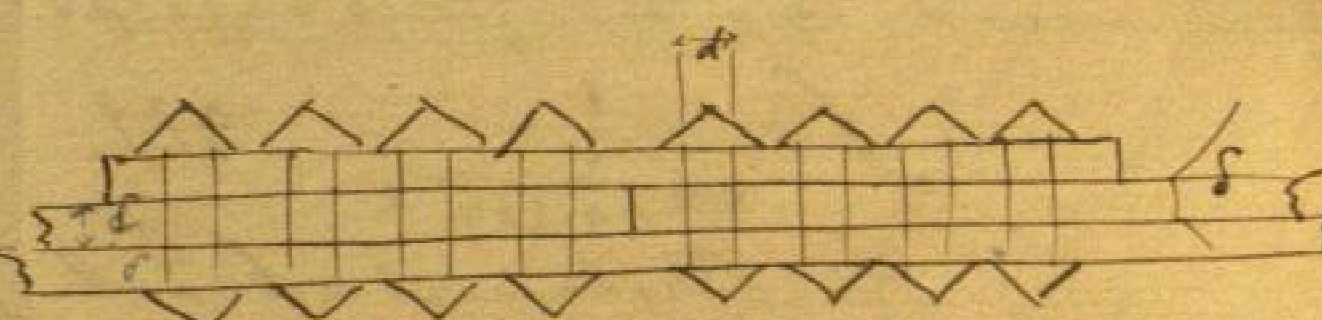
$f = \frac{e-d}{e} = \frac{1}{1+\frac{2}{2{,}6\cdot 3{,}14}\cdot\frac{1}{2}} = 0{,}89$ $\qquad f = \frac{89}{100}$.

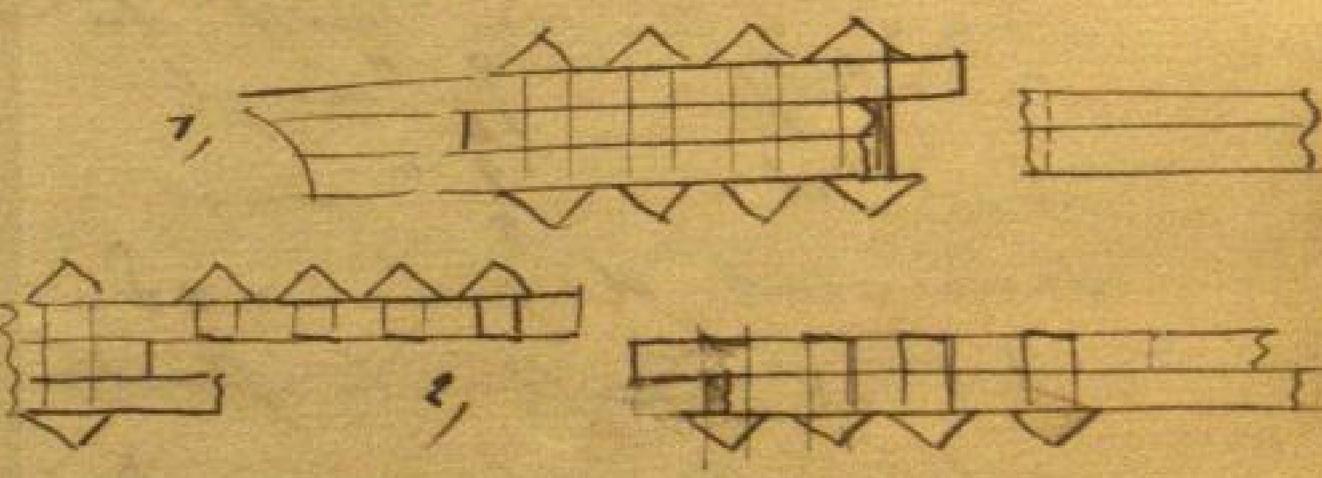
für $y = 0{,}4$ wird $f = \frac{87{,}3}{100}$ u. $e = 17{,}07\,\delta$

Dieselben Resultate ~~wie~~ von ~~bei~~ 15 u. 16 gelten auch für 17 und 19 nur bedeutet dann δ nicht mehr die Metalldicke des Bleches, sondern die Summe der Dicke beider Bleche.

Vernietungsart der Britanniabrückenröhre Bodenconstruction.

No 18. (vorerst ohne seitliche Ueberdeckung.)





Bei Bruch, durch das durchlochte Blech erfolgt im Querschnitt $2\cdot(e-d)\delta$ die Bruchkraft ist demnach $2(e-d)\delta\cdot K_t$ wo K_t die absolute Festigkeit des

Bleches ist

Bei Bruch 2. durch eine durchlochte Platte und durch Abscheeren von 4 hintereinander stehender Nieten ist die Druckkraft

$$\left((e-d)\,\delta + (2+y)\,\frac{\pi d^2}{4}\right) Ek$$

Damit nun die Wahrscheinlichkeit daß der erstere Bruch eintritt gerade so groß ist, als die j. daß der letztere eintritt müßen diese Druckkräfte einander gleich gesetzt werden d.h. es muß

$$2\,(e-d)\,\delta \cdot Ek = \left((e-d)\,\delta + (2+y)\,\frac{\pi d^2}{4}\right) Ek$$

oder abgekürzt

$$(e-d)\,\delta = (2+y)\,\frac{\pi d^2}{4}$$ woraus

$$e = \delta\left(\frac{(2+y)\cdot\pi}{4}\left(\frac{d}{\delta}\right)^2 + \frac{d}{\delta}\right)$$ und

$$f = \frac{2\,(e-d)\,\delta}{2\,e\,\delta} = \frac{e-d}{e} = \frac{\frac{e}{\delta}-\frac{d}{\delta}}{\frac{e}{\delta}}$$

$$f = \frac{\frac{(2+y)\cdot\pi}{4}\cdot\left(\frac{d}{\delta}\right)^2 + \cancel{\frac{d}{\delta}} - \cancel{\frac{d}{\delta}}}{\frac{(2+y)\cdot\pi}{4}\left(\frac{d}{\delta}\right)^2 + \frac{d}{\delta}} = \frac{1}{1+\frac{4}{(2+y)\pi}\cdot\frac{\delta}{d}}$$

$d = 2\delta$ angenommen und $y = 0{,}4$

wird $e = \delta\left(\frac{2{,}4\cdot 3{,}14}{4}\cdot 4 + 2\right) = 9{,}53\,\delta$ ——— $e = 9{,}53\,\delta$

und $f = \frac{1}{1+\frac{4}{2{,}4\cdot 3{,}14}\cdot\frac{1}{2}} = 0{,}79$ $\qquad f = \frac{79}{100}$

Bei der Britanniabrücke war δ in der Mitte der Boden der Röhre $= \frac{9}{16}$" engl

und $d = \frac{9}{8}$" engl

demnach d genau $= 2\delta$.

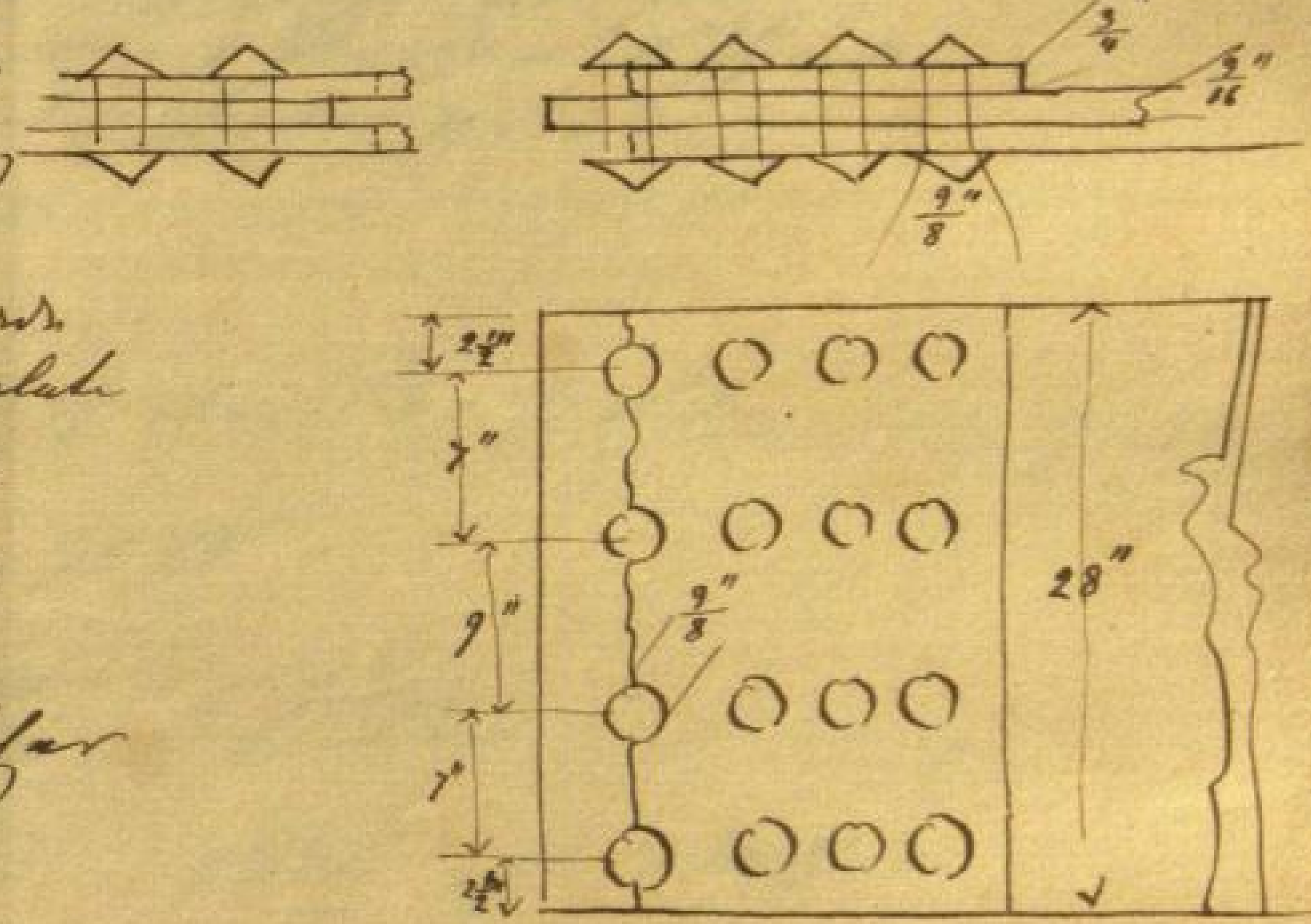
Auf 28" Blechbreite standen 4 Nieten neben einander

e war demnach $= \frac{28}{4} = 7" = \frac{7\cdot 16\delta}{9} = 12{,}4\,\delta$.

woraus hervorgeht daß gerade in der Mitte des Rohres wo die größte Spannung herrscht die Nieten im Verhältniß zum Blech, (der Breite nach) zu weit auseinander stehen. Es hätte gerade noch einer 5ten Nietreihe in der Mitte der Bleche bedurft. Jetzt würde ein Bruch jedenfalls nach No 2 durch Abscheren der 4 oberen Nieten stattfinden.

Fairbairn hat die Dicke der Ueberdeckungsplatten $\frac{3}{4}$" stark gemacht damit der Widerstand der Vernietung gegen den Bruch 3 durch die Deckplatte, gerade so groß sein würde, als die absolute Festigkeit der zwei vollen Bleche. Wir sehen aber auch übrigens daß diese Maßregel ganz unnütz ist, denn der Bruch 3 wäre nicht wahrscheinlicher eingetreten als 1 und 2. Warum also die Deckplatten dicker machen?

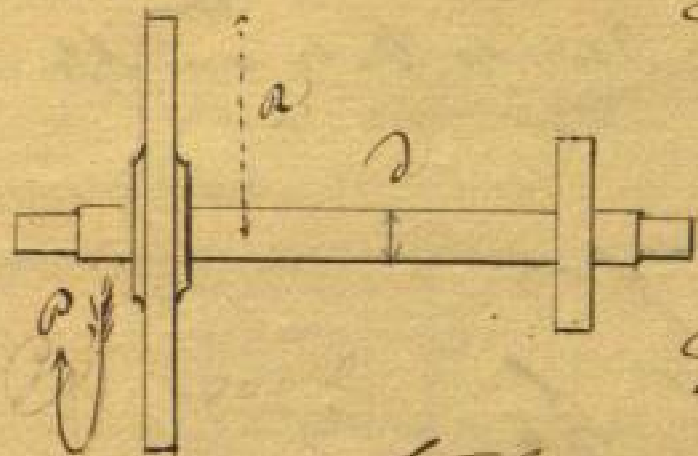
Bruch 3.



Für andere Motoren werden sie bloß auf $\frac{1}{5}$ in Anspruch genommen und ist alsdann

$$d = 0,385\sqrt[3]{PR} \quad \text{S. 46. Res.}$$

Näheres siehe Res. 2te Auflage Seite 46 über den Torsions ... Vol. ...



Es werde z.B. durch eine Welle eine Kraft P am Hebelarm R auf ein anderes Rad übertragen. Wie groß muß d sein.

Es sei n die Anzahl der Umdrehungen p. 1' Transmission von 1 Kraft = N Pferd

Desgl. Umfangsgeschwindigkeit der Räder p. 1'' = v

$$v = \frac{2R\pi}{100\cdot 60}\,n \quad \text{od:}$$

$$Pv = \frac{2\pi}{6000}\cdot PRn$$ Es ist aber $Pv = 75\,N$ kgm

folgl. $$PR\cdot\frac{2\pi n}{6000} = 75\,N$$

$$PR = \frac{75\cdot 6000}{2\pi}\cdot\frac{N}{n} \quad \text{u. folgl.}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\mathfrak{T}}\cdot\frac{75\cdot 6000}{2\pi}}\;\sqrt[3]{\frac{N}{n}} \qquad d = 16\sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$ (für Maschinen die nicht von Menschenhänden getrieben werden)

Es ist ferner hieraus $\frac{N}{n} = \left(\frac{d}{16}\right)^3$, $N = n\left(\frac{d}{16}\right)^3$, $n = N\left(\frac{16}{d}\right)^3$

Es sei z.B. $N = 2$ Pferde, $n = 2$ Umdrehg. $d = 16\sqrt[3]{\frac{N}{n}} = 16$ cent.

$N = 20$, $n = 20$ so finden wir ebenfalls $d = 16$ cent.

Ist aber $N = 100$, $n = 800$ so ist $d = 16\sqrt[3]{\frac{100}{800}} = 8$

Es sei z.B. eine Welle vorhanden deren Durchmesser $d = 8$ cent. ist. Wie groß ist alsdann $\frac{N}{n}$

$\frac{N}{n} = \left(\frac{8}{16}\right)^3 = \frac{1}{8}$. Ist also $n = 20$, so ist $N = \left(\frac{8}{16}\right)^3 = 2,5$ Pferde.

Lange Transmissionswellen.

Diese sollen so construirt werden, mit besonderen

Die neueren Transmissionen, daß der Torsionswinkel für dicke u. dünne Wellen gl. groß und der Wellenlänge proportional ausfällt.

S. 28 N. 51 ist angegeben für cylindrische Welle von Durchm. d

ist $\vartheta^0 = 16 \frac{M}{G}\, l \cdot \frac{360^0}{d^4 \pi^2}$

bei ~~Pferde~~ ist $M = \frac{75\cdot 60\cdot 100}{2\pi}\cdot\frac{N}{n}$ folg

$$\vartheta^0 = \frac{16\cdot 360}{\pi^2}\cdot\frac{75\cdot 60\cdot 100}{2\pi}\cdot\frac{1}{G}\,\frac{N}{n}\cdot\frac{l}{d^4}$$

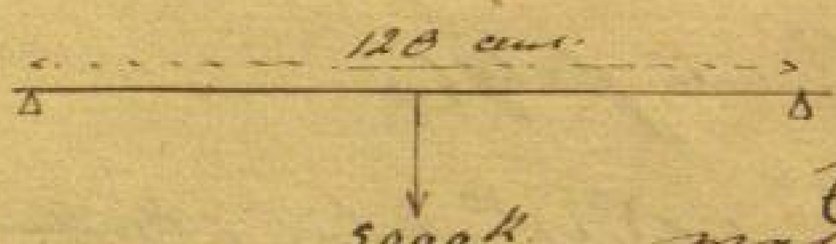
$$\frac{\vartheta^0}{l} = \left(\frac{16\cdot 360\cdot 75\cdot 60\cdot 100}{2\pi^3\cdot G}\right)\frac{\frac{N}{n}}{d^4}$$

Soll also der ϑ^0 blos von l abhängen, so muß $\frac{\frac{N}{n}}{d^4}$ constant genommen werden.

Man findet so für Gußeisen $\vartheta^0 = \frac{l}{607}$
(S. 47 Resultate) für Schmiedeeisen $\vartheta^0 = \frac{l}{949}$

Redtenbacher nimmt auch constante = 16 wenn $\frac{\frac{N}{n}}{d^4} = 16$ und $d = 16\sqrt[4]{\frac{N}{n}}$

Construktion verschiedener Wellen.

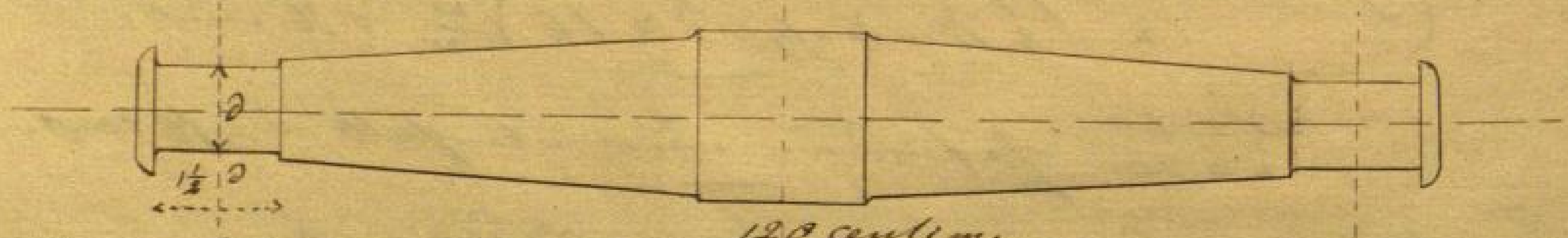


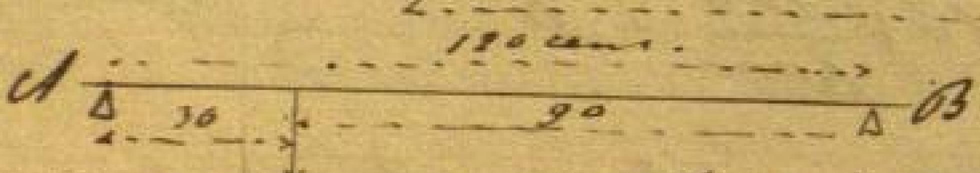
Es soll eine 120 cent. lange Welle construirt werden, die 5000 k in der Mitte zu tragen hat.

Druck pr. 1 Zapfen = $\frac{5000}{2}$ = 2500 k.

folg d der Zapfen = $0{,}18\sqrt{2500}$ = 9 cent.

$\frac{1}{10}$ der natürl. Größe

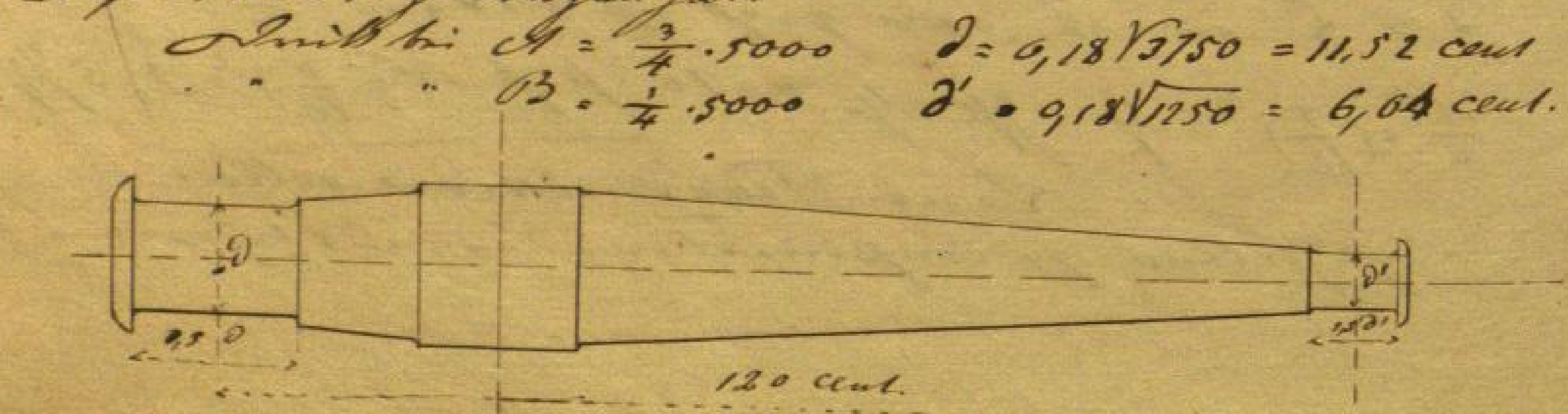




Es soll eine Welle v. 120 cent Lg. construirt werden die in $\frac{1}{4}$ ihrer Länge eine Last = 5000 k zu tragen hat.

Druck bei A = $\frac{3}{4}\cdot 5000$ $\quad d = 0{,}18\sqrt{3750} = 11{,}52$ cent

" " B = $\frac{1}{4}\cdot 5000$ $\quad d' = 0{,}18\sqrt{1250} = 6{,}64$ cent.



Nachtrag.

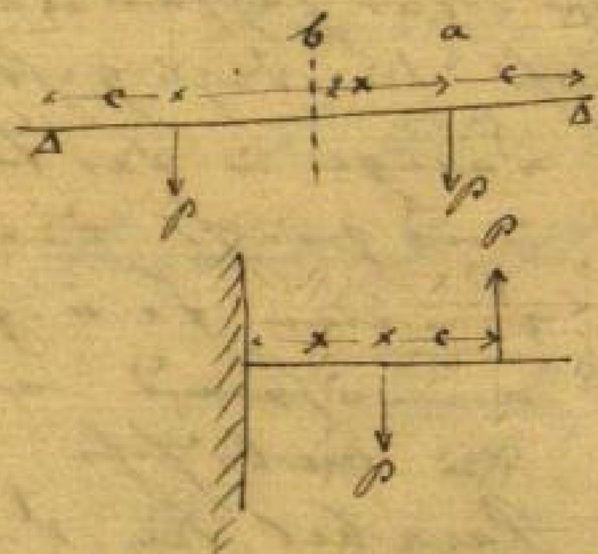
Construction der Wellen die auf respect. Festigkeit beansprucht sind.

Man rechnet zuerst den Durchm. der Zapfen nach dem darauf lastenden Druck, sucht die dazugehörige Länge in der Tabelle und zieht die Linien fe u. gh annähernd an die cubische Parabel die durch

a, c und c, geht, denn Glg. $y = \sqrt[3]{px}$ ist für ein 8faches ab erhält man also ein $(\sqrt[3]{8} =)$ 2 faches bc. Ist demnach $ad = 8\,ab$, so muß $ed = 2\,cb = 2\,bc_1$, fg macht man $= \frac{5}{4}\,cc_1$ und zieht dann fe und gh. dann ist der Querschnitt bei eh genau ebensofest wie der bei cc_1 gegen respectiven Bruch.

Ist ab und ad bekannt und man sucht de so ist $cb : ed = \sqrt[3]{ab} : \sqrt[3]{ad}$ oder $ed = cb\sqrt[3]{\frac{ad}{ab}}$

Nachtrag.

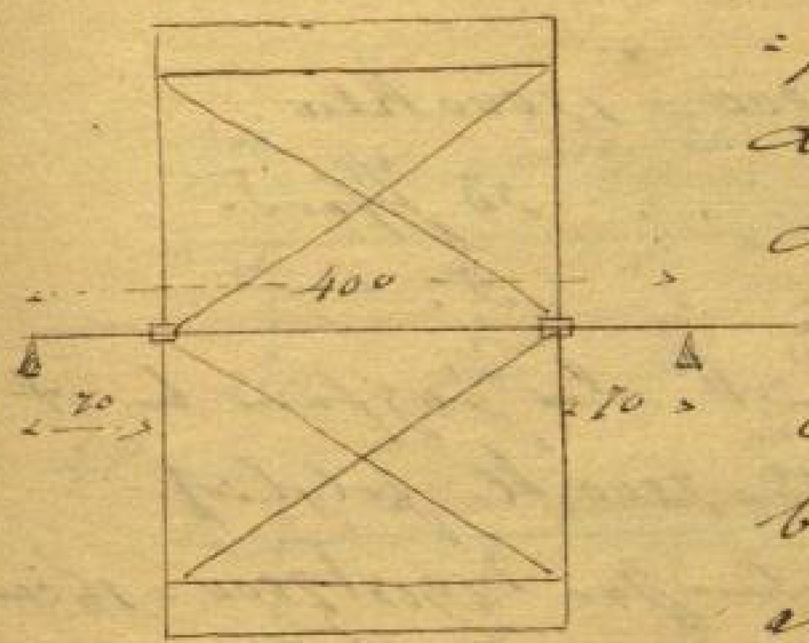


Tragwellen die nur in zwei Punkten belastet sind bekommen innerhalb dieser Punkte gleiche Querschnitte, da die Bruchsmomente für alle zwischenliegenden Stellen gleich sind.

Bsp: Moment in einem beliebigen Punkt zwischen a u. b $= P(c+x) - Px = Pc =$ Constant

Da starke runde gusseiserne Wellen beim Erkalten im Innern sehr leicht brüchig werden weil sich die Oberfläche zuerst abkühlt und nachher dem erkaltenden Kern nicht mehr nachfolgen kann und auf diese Weise eine große Spannung im Gußeisen entsteht, so muß man in solchen Fällen sich bestreben dahin zu wirken demselben Querschnitt größere Abkühlungsfläche und kleinere Metalldicke zu geben, was dadurch geschieht daß man den runden Querschnitt in einen  Querschnitt von gleicher Festigkeit umwandeln.

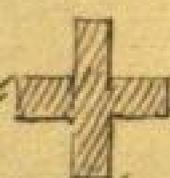
Es soll eine Wasserradwelle von 400 cent. Länge construirt werden, die in Entfernung = 70 cent. die Last des Rades zu tragen hat.

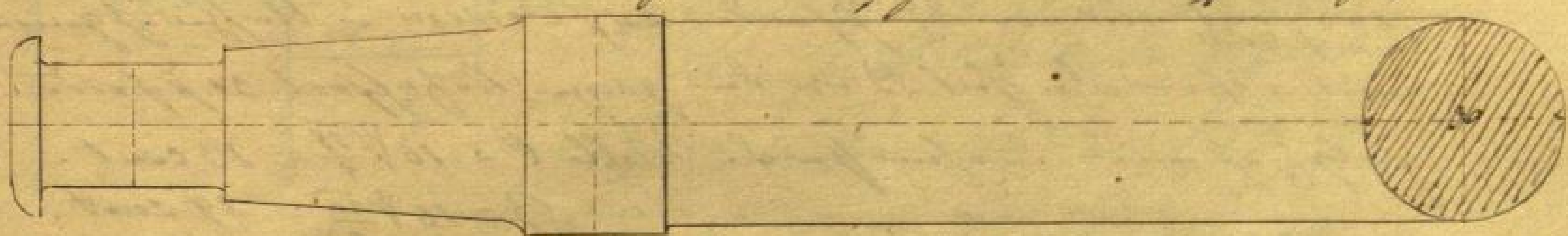


Last des Rades = 20000

Last 1 Zapfen $\frac{20000}{2} = 10000$ k.

$d = 0{,}18\sqrt{10000} = 18$ cent.

Die soll einen solchen Querschnitt  bekommen. Wir construiren sie zuerst rund und vergleichen sie dann mit dem 4 rippigen Querschnitt. $\frac{2}{4}$ d. w. Grösse

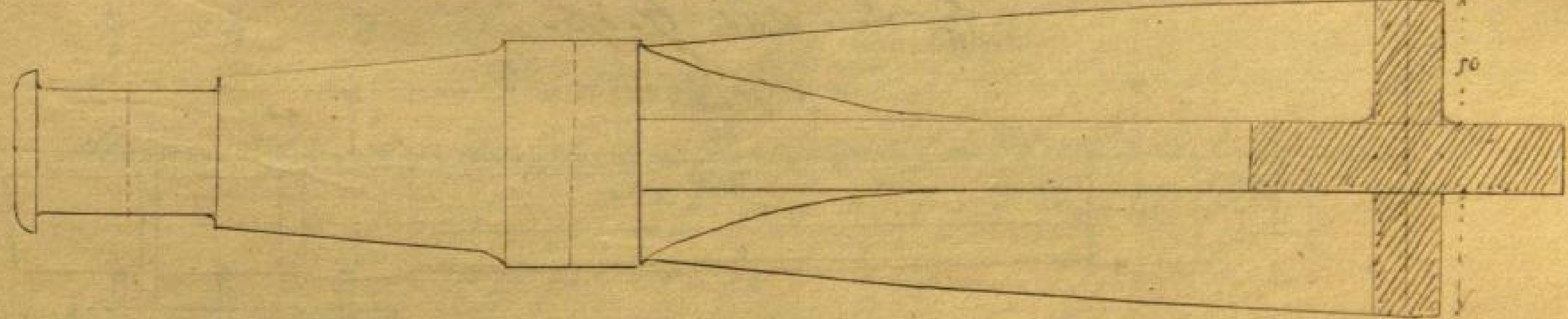


Nun finden wir S. 36 Result. Ein runder und ein 4 rippiger Querschnitt haben gleiche respective Festigkeit, wenn

$\frac{h}{d} = \sqrt[3]{\frac{\pi}{32}\,6\left(\frac{h}{6}\right)}$, wenn d also unser constr. Wellendurchm. = 30 centim. ist. Nehmen wir nun h = 50 cm so finden wir

$$\left(\frac{50}{30}\right)^3 = \frac{\pi}{32}\,6\,\frac{50}{6} \text{ folgt } 6 = \frac{\pi \cdot 6 \cdot 50}{32 \cdot \left(\frac{50}{30}\right)^3} = 6 \text{ cent.}$$

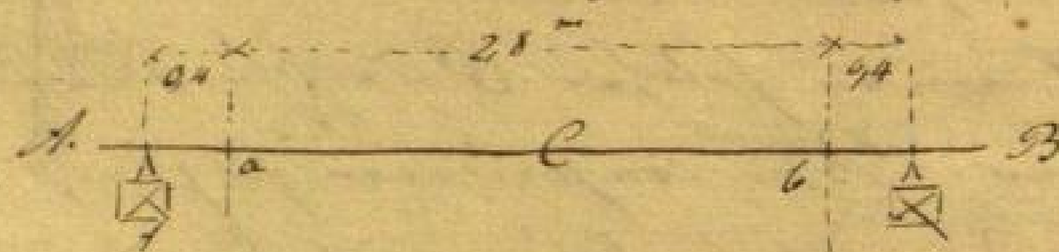
$\frac{3}{40}$ d. w. Grösse.



Diese Welle ist in Bezug auf respective Festigkeit gleich stark, wie die vorige. Man läßt noch eine Nabe in ~~an die~~ Mitte herein laufen, da wo die Welle nicht = k fest gemacht werden kann.

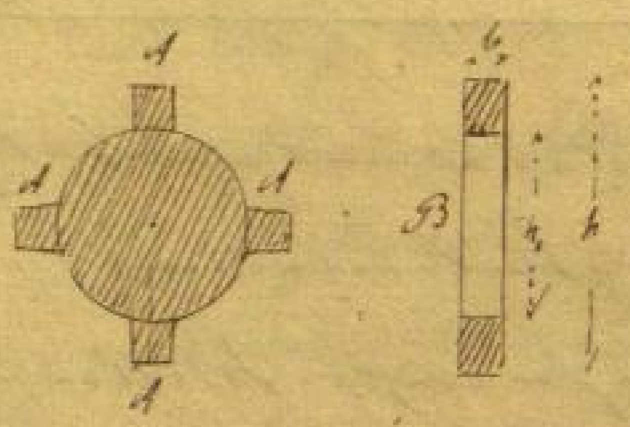
Construction einer Wasserradwelle, welche sowohl auf respective Festigkeit, als auch auf Torsion in Anspruch genommen wird.

Es sei das Gewicht des Rades = 30 . 500 = 15000 klo.
Nutzeffect des " . . . . 30 Pferde
Umdrehungen pr. 1' . . . " . . . 5. —



Druck. der Zapfen bei et $\frac{15000}{2} = 7500$ kl. folglich Durchmesser $d = 0{,}18\sqrt{7500} = 16$ cent.

Es ist leicht einzusehen, dass das Stück C der Welle bloß v. a und folglich bloß von $\frac{30}{2}$ Pferde auf Torsion in Anspruch genommen wird, während der Theil B von dem ganzen Nutzeffect. 30 Pferde.
folglich ist nun Durchmesser der Welle $C = 16\sqrt[3]{\frac{15}{5}} = 23$ cent.
" " " $B = 16\sqrt[3]{\frac{30}{5}} = 29$ cent.



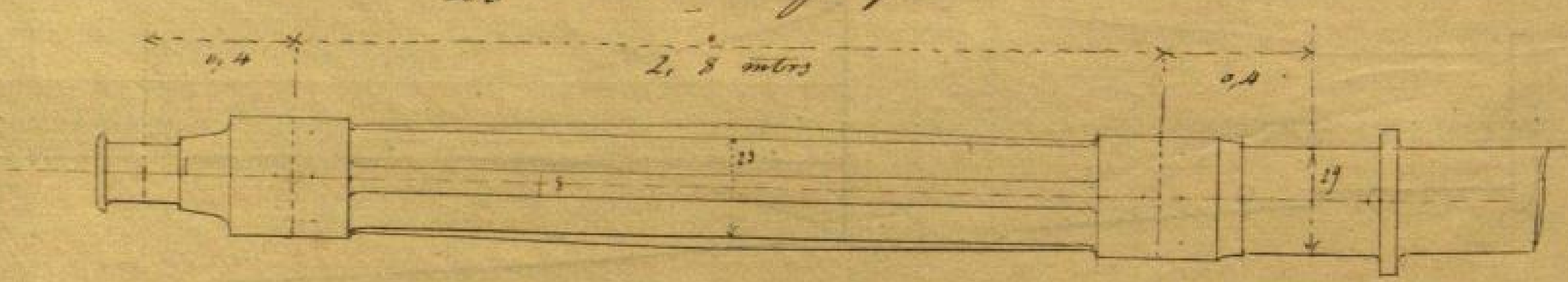
Und nun bringen wir noch zur Verstärkung Rippen A. an, die allein die Last des Rades tragen können.
Wir haben also nach Tab. v Result. für einen hohlen 4 rippigen Querschnitt (h=33)

$I' = \frac{1}{6} b (h^3 - h_1^3)$ $M = Pl = L I' = 7500 \cdot 40 = 300000.$

$L = \frac{3000}{10} = 300$ $L I' = 300000 = \frac{L}{6} \frac{b}{h} (h^3 - h_1^3)$

$b = \frac{6 M h}{L (h^3 - h_1^3)} = \frac{6 \cdot 300000 \cdot 33}{300 \cdot (33^3 - 27^3)} = 8$ cent. $b = 8$.

$\frac{1}{25}$ der nat. Größe.



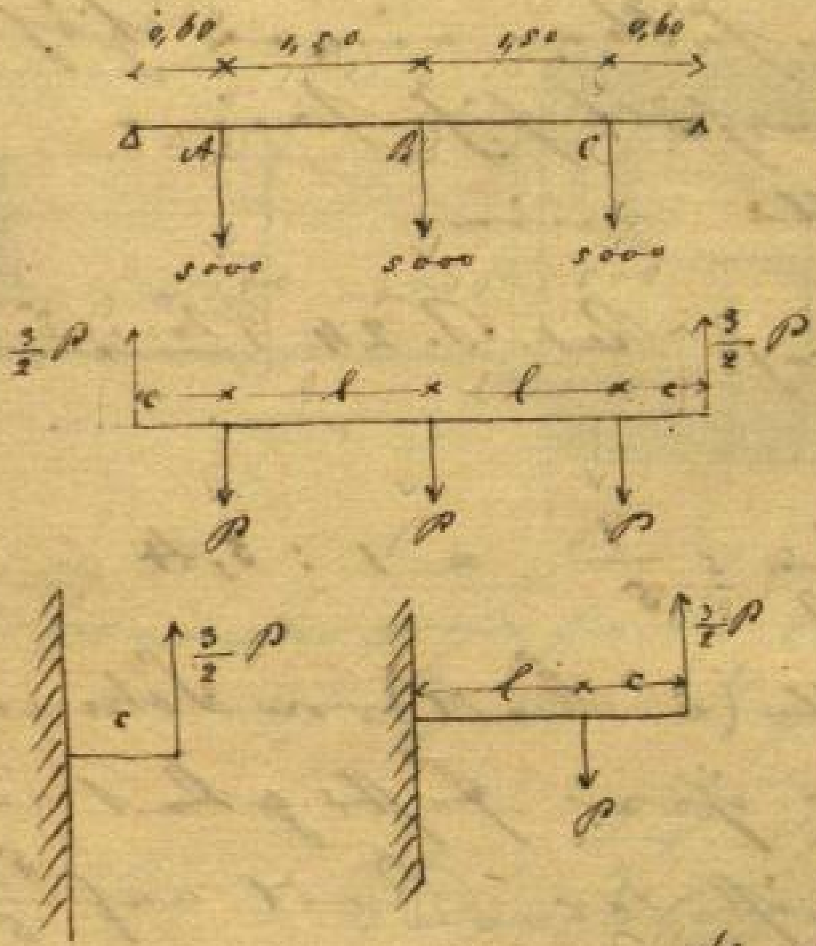
Kommen Wellen vor, so lang, dass man sie nicht aus einem Stück machen kann, wie bei Spinnereien so muss man Kupplungen anbringen. Fig I II u III zeigen Kupplungen an schmiedeisernen Wellen. Die Auflagefläche der Welle in der Kupplung sind in der Mitte verdickt.

Fig III. hier sind in den Enden jeder Welle eine Schraube geschnitten, allein in die eine eine linke u in die andere eine rechte. —

Nachtrag.

Welle für ein Wasserrad mit 3 Armsystemen und 3 Rosetten.

Druck auf einen Zapfen = 7500 Ko.
Durchm. " " = 16 cent.



Brechungsmoment für die Welle

$$M = \frac{3}{2}P(l+c) - Pl = \frac{1}{2}Pl + \frac{3}{2}Pc = P\left(\frac{1}{2}l + \frac{3}{2}c\right)$$

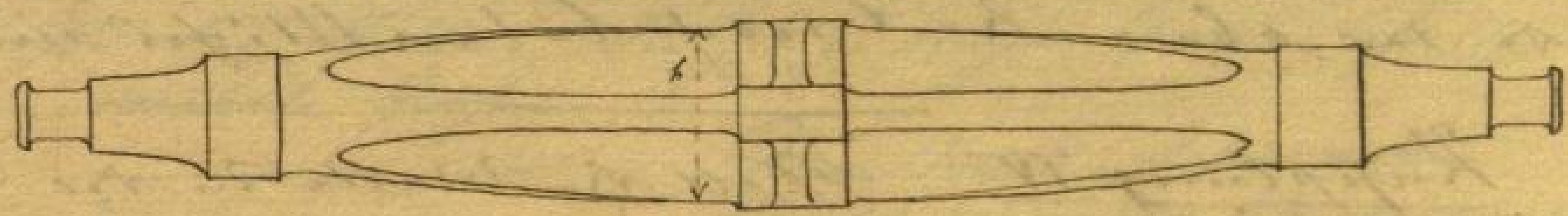
Ist der Durchm. bei A u. C = D
bei B = D_1, so ist

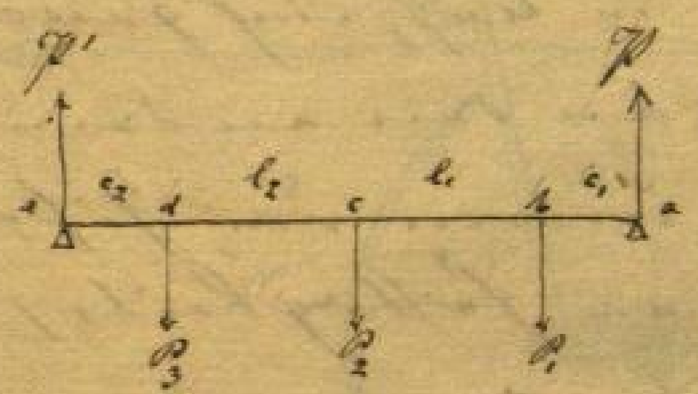
$\frac{B.\pi}{32} D_1^3 = P\left(\frac{l}{2} + \frac{3}{2}c\right)$ und

$\frac{B.\pi}{32} D^3 = Pc$. Da wir nun alle Querschnitte gleich stark construiren wollen, so ist B überall dieselbe

$\left(\frac{D'}{D}\right)^3 = \frac{\frac{l}{2} + \frac{3}{2}c}{c} = \frac{l}{2c} + \frac{3}{2}$, folglich

u. wenn $D = 28$, $D' = 40$, $\frac{D'}{D} = \sqrt[3]{\frac{l}{2c} + \frac{3}{2}} = \sqrt[3]{\frac{1,50}{1,20} + 1,5} = \sqrt[3]{2,76} = 1,4$
und ◯ in einen ▯ umgewandelt, für $h = 52$, $b = 10$.





Constr. einer Welle, die auf Torsion und respect. Festigkeit in Anspruch gen. wird

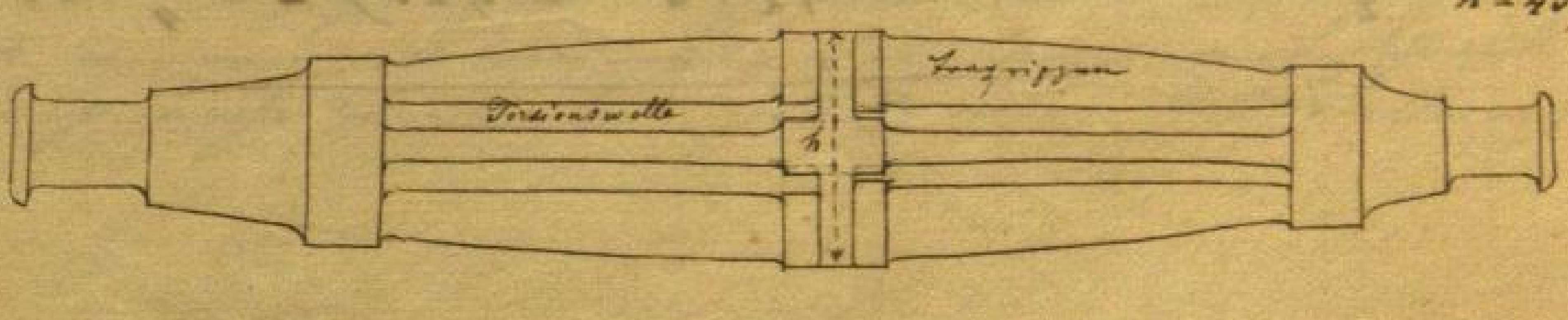
$$P'c' + P_2(l_1 + c_1) + P_3(c_1 + l_1 + l_2) = \mathfrak{P}'(c_2 + l_2 + l_1 + c_1)$$

$$\mathfrak{P}' = \frac{P'c' + P_2(l_1 + c_1) + P_3(c_1 + l_1 + l_2)}{c_2 + l_2 + l_1 + c_1}$$

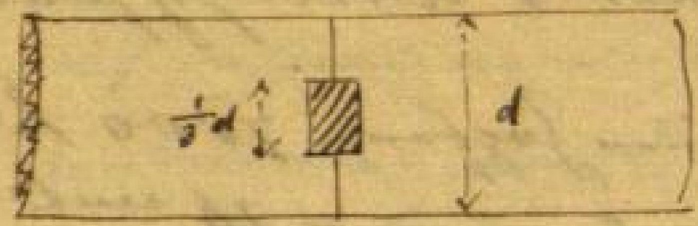
$$\mathfrak{P} = P_3 + P_2 + P_1 - \mathfrak{P}'$$

Moment für den Querschn. $b = \mathfrak{P}.c$, für $c = \mathfrak{P}(c + l_1) - P_1 l_1$
" " " " $d = \mathfrak{P}'c_2$, " $c = \mathfrak{P}'(c_2 + l_2) - P_3 l_2$

Ist für $N = 10$ $N_1 = 20$ $P_1 = 4000$ $c_1 = 50$
$n = 5$; $P_3 = 8000$, $- P_2 = 4000$ $c_2 = 70$
$l_1 = 150$, $l_2 = 150$, so findet man $\mathfrak{P}' = 9047$
$d = 20$, $d_1 = 25$, 8fache Sich: $B = 400$. $\mathfrak{P} = 6953$
$h = 43$, $b = 7,1$



Nachtrag.



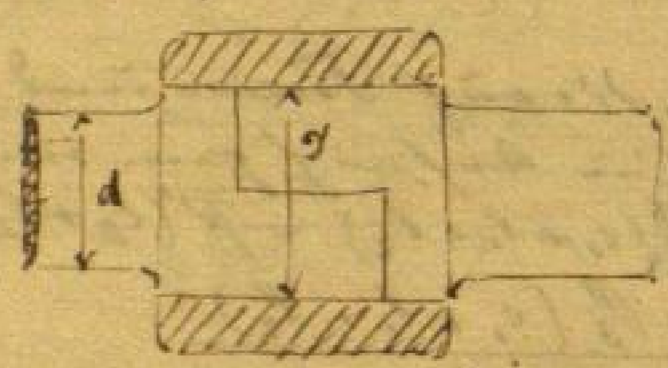
Betrachten wir bei Figur der Kupplungen den mittleren Keil allein, und geben wir demselben einer Höhe $=\frac{1}{3}d$, und Länge $=d$, so verhält sich seine Festigkeit zu der der Welle wie

$$\mathfrak{T}\frac{d^2\cdot\frac{1}{9}d^2}{3\sqrt{d^2+\frac{1}{9}d^2}} : \mathfrak{T}\cdot\frac{\pi}{16}\cdot d^3$$ (Siehe Red. S. 24 Verwindung)

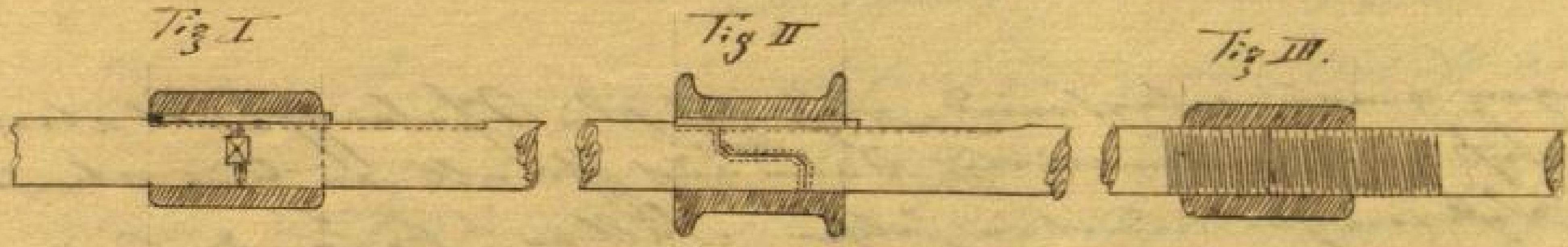
oder wie $\frac{d^4}{27\cdot d\sqrt{\frac{10}{9}}} : \frac{\pi}{16}d^3 = \frac{1}{27} : \frac{1}{5} = 1 : 5{,}4$

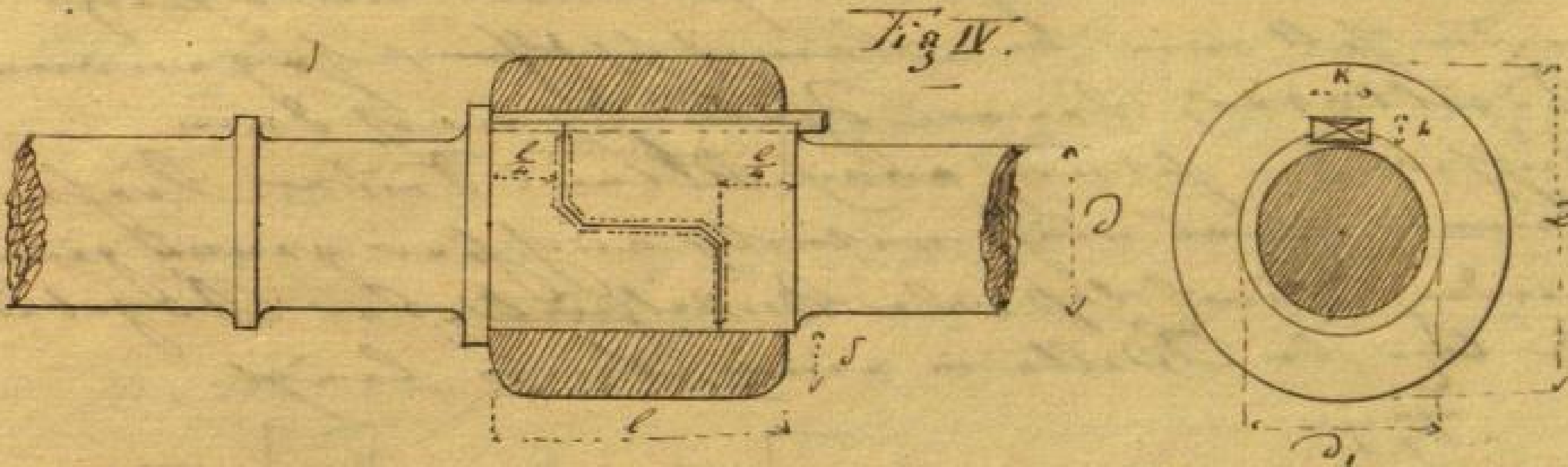
Da aber wenn die Welle (u. Keil) von Schmiedeeisen ist, die Welle nur auf $\frac{1}{50}$ ihrer Festigkeit in Anspruch genommen ist so ist der Keil auf $\frac{5{,}4}{50}$ also ungefähr auf $\frac{1}{9}$ beansprucht, gewährt demnach immer noch genügende Sicherheit, insbesondere da der obere Keil noch beträchtlich mithilft.

Kupplung IV. Soll die Welle in der Kupplung nicht stärker in Anspruch genommen werden als an den andern Stellen, also wenn von Gusseisen auf $\frac{1}{30}$ tel ihrer Festigkeit, so muss man $D=\frac{5}{4}d$ machen



Beweis. Das Moment um die Welle d abzuwinden ist $=\mathfrak{T}\frac{\pi}{16}\cdot d^3$, und muss gleich sein der Hälfte des Moments das nöthig ist um eine Welle vom Durchm. D abzuwinden also $=\frac{1}{2}\cdot\mathfrak{T}\frac{\pi}{16}D^3$ oder es muss $d^3=\frac{1}{2}D^3$ oder $D=\sqrt[3]{2}\cdot d = 1{,}259\,d = \frac{5}{4}d$.



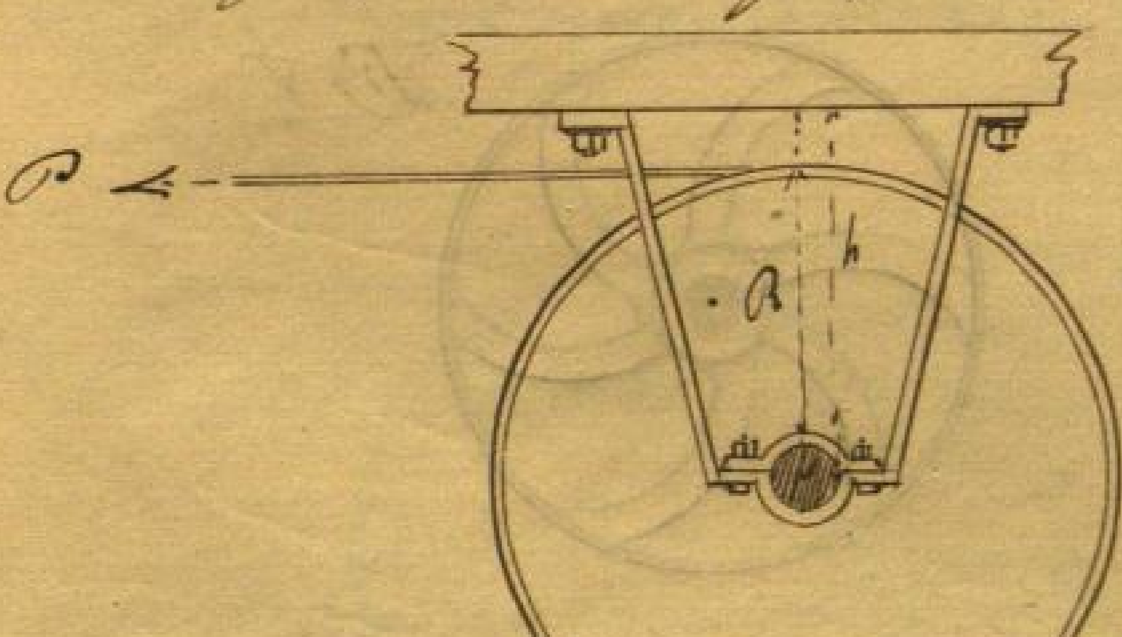


Allein für große starke Wellen von Gußeisen macht man sie nach Fig IV. Regeln hierzu Resultat P. 51.

Taf. VII. Fig 63. 64 u 65.

Hängelager u Zapfenlager.

Regeln u Dimensionen davon Seite 52 u 53 Resultate. Die Höhe der Hängelager richtet sich meistens nach der Größe der Rollen, die sie zu tragen haben, ist also eine ganz variable Größe.



Man wird auf den ersten Anblick der Fig 64 meinen ~~könnte~~ daß wenn h größer wird, die Dicke der Tragsäule auch größer werden müßte, allein bei näherer Betrachtung findet man: daß wenn h groß, also auch R groß ist, daß dann verhältnißmäßig P klein ist od: mit andern Worten: Das Product Ph ist eine constante Größe.

Fig 63 Taf VII. Ein stehendes Zapfenlager mit cylindr: Schaalen. Diese cylindr. Schaalen haben den Nachtheil daß sie, wenn sie einmal das Lager angeschraubt ist nicht mehr nachgeben, so daß, wenn die Welle nicht ganz genau gelagert wird, daß sich die Schale schnell abreibt heiß wird, und natürlich dann auch schnell der Zapfen abnimmt. Deshalb verwendet man in solchen Fällen, besonders wenn eine Welle an mehreren Punkten unterstützt werden soll wie bei Dampfschiffen, sogenannte Kugellager, deren Schale sich nach dem Ausschreiben sehr nach allen Seiten drehen kann. Etwas muß natürlich auch hier genau gemessen werden, nämlich daß der Mittelpunkt der Kugel mit der Axe der Welle in einer Linie liegt.

Fig I.

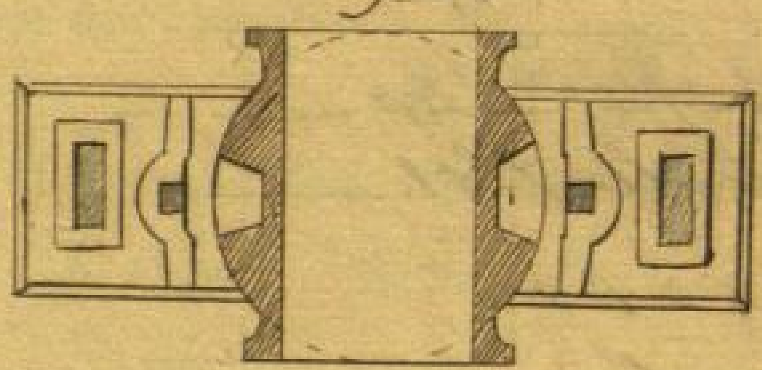


Fig II

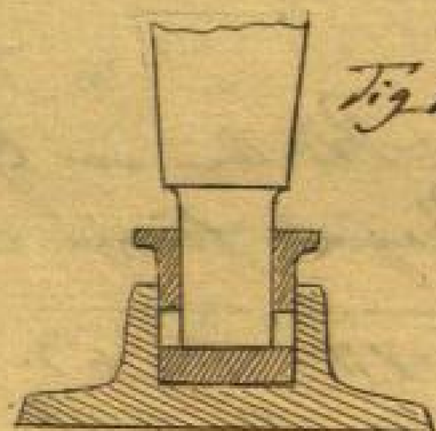


Fig III

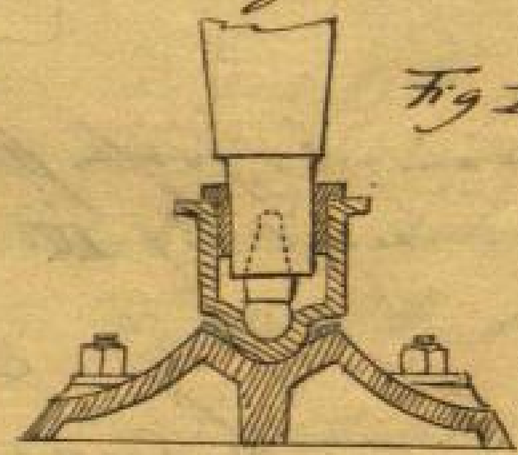
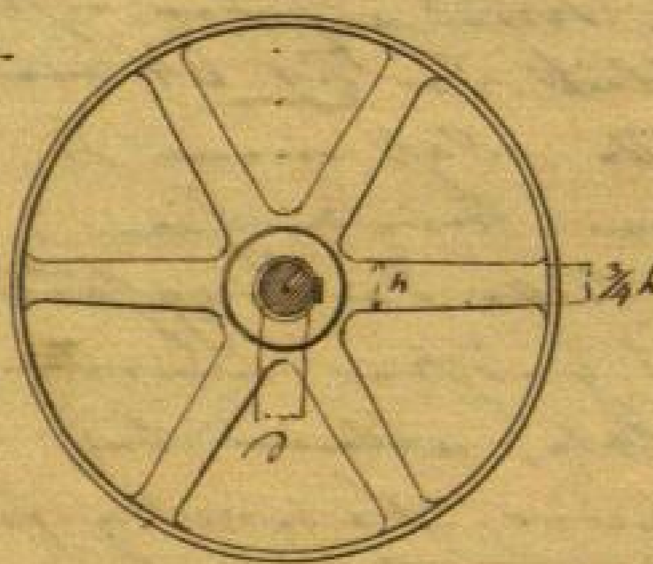


Fig 66. Ein Zapfenlager für eine stehende Welle.
Dieses Zapfenlager hat denselben übrigen ... Schluss ... um die Kapsel ... zu machen, construirt man sie nach Fig II od. III.

Fig IV.



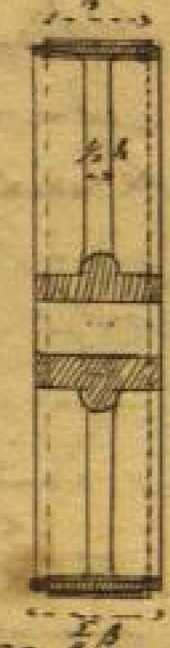
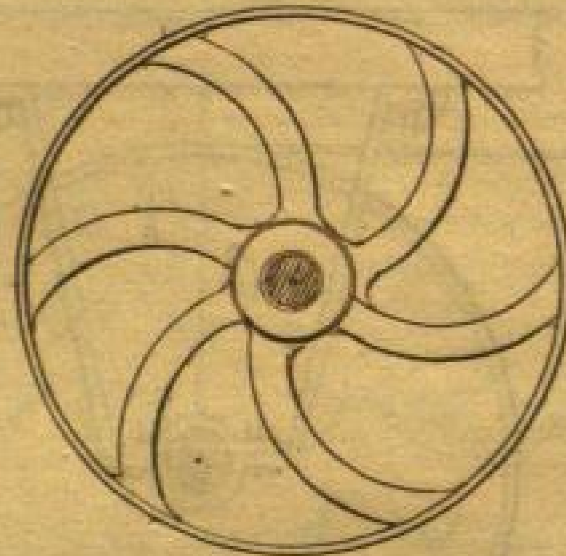
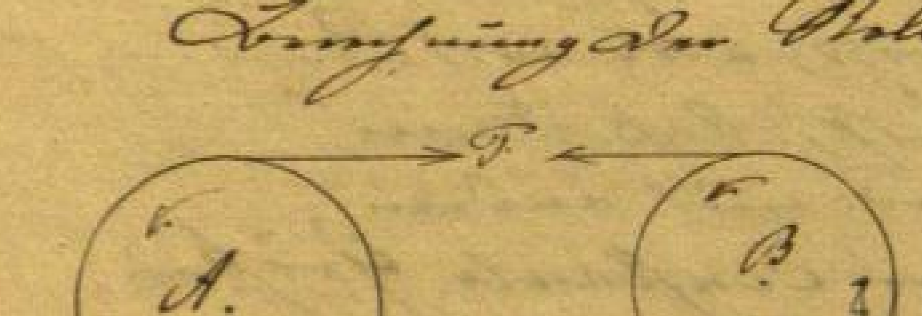


Fig V.



Berechnung der Rollendimensionen.

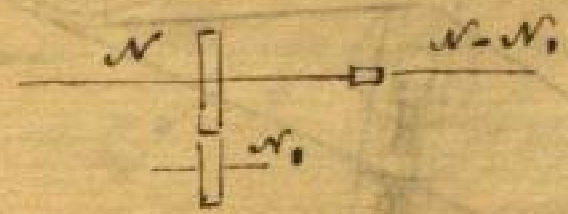


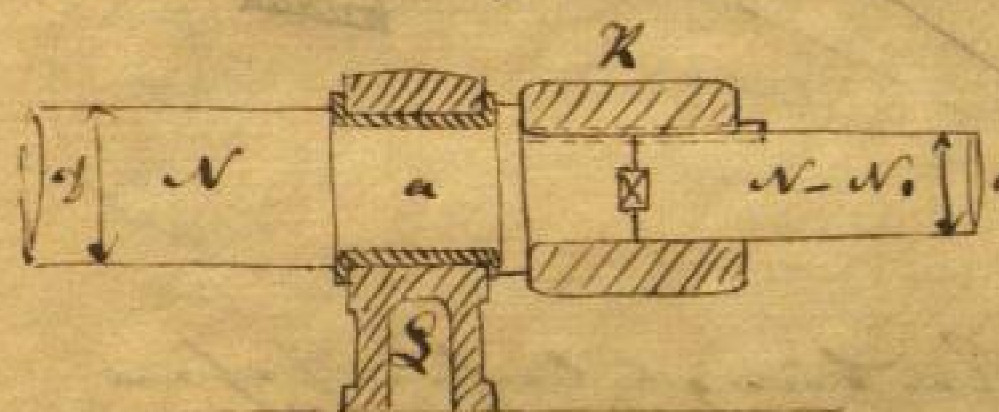
Sei A die treibende und B die getriebene Rolle, so ist leicht einzusehen, daß der Riemen an seinem oberen treibenden Theil stärker gespannt wird als an seinem unteren blos zurücklaufenden. Sei P die Kraft, die am Umfang der Rolle B erforderlich ist um sie zu drehen, so können wir sie uns als eine immer vertical wirkende Kraft P ~~vorstellen~~ denken.
Wodurch dann natürlich B gedreht wird.

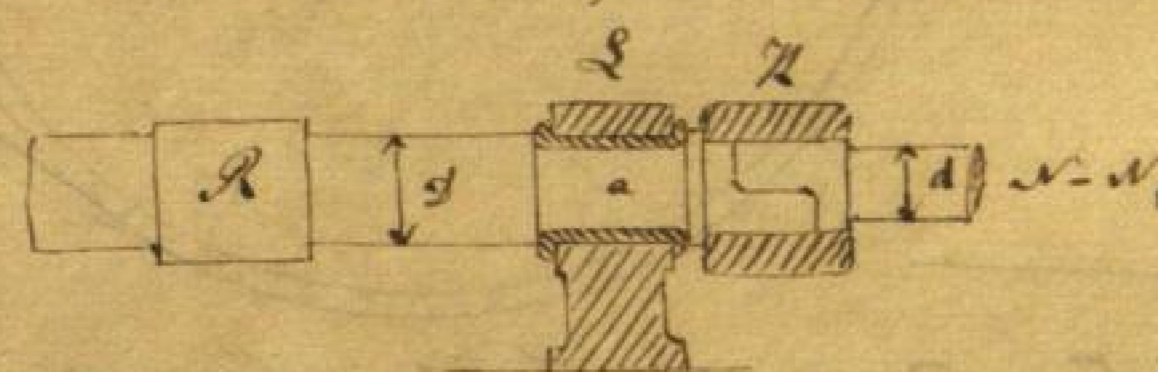
$T = P + t \qquad t = T - P$ u. $T - t = P$

Nachtrag.

Bei den Kupplungen auf vorhergehender Seite ist angenommen worden, daß die ganze Kraft der ersten Welle auf die getriebene übertragen wird. Dies ist aber in den meisten Fällen nicht der Fall, sondern es wird gewöhnlich nur eine kleinere Kraft $= N - N_1$ übertragen und für diesen Fall wird die Kupplung immer für die Kraft der getriebenen Welle construirt.







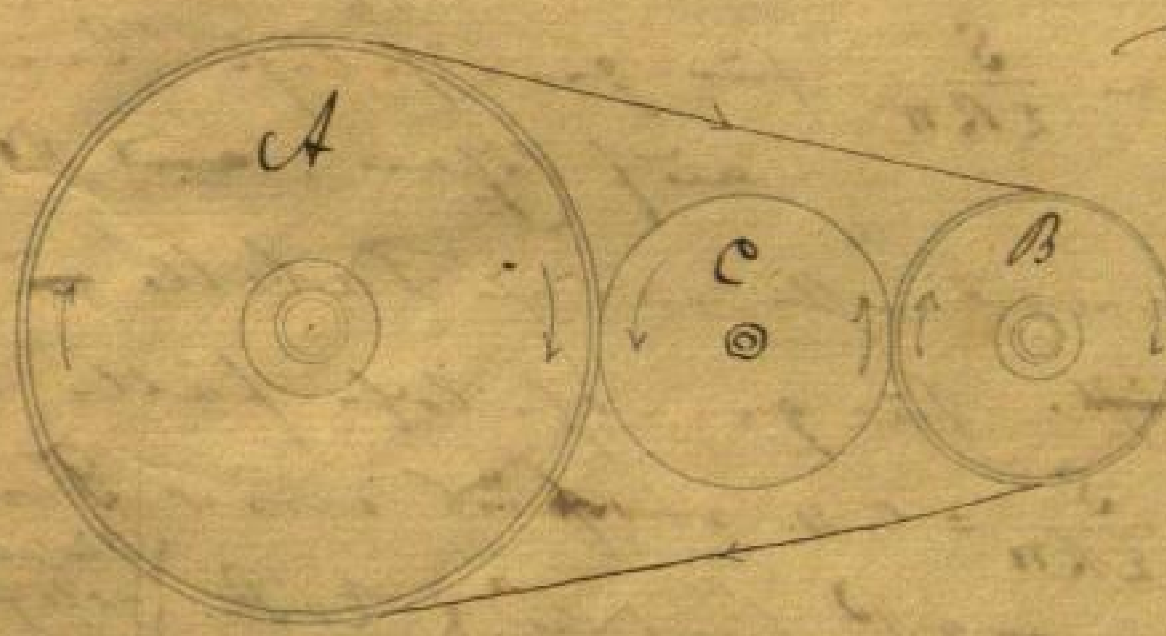
D Durchmesser einer Welle die die Kraft N überträgt

d Durchmesser der getrieb: Welle ~~auf~~ welche die Kraft $N - N_1$ übertragen ~~wird~~ soll.

a, Lagerschale, L das Lager, K die Kupplung.

R Sitz auf den ein Rad oder Rolle aufgestellt wird.

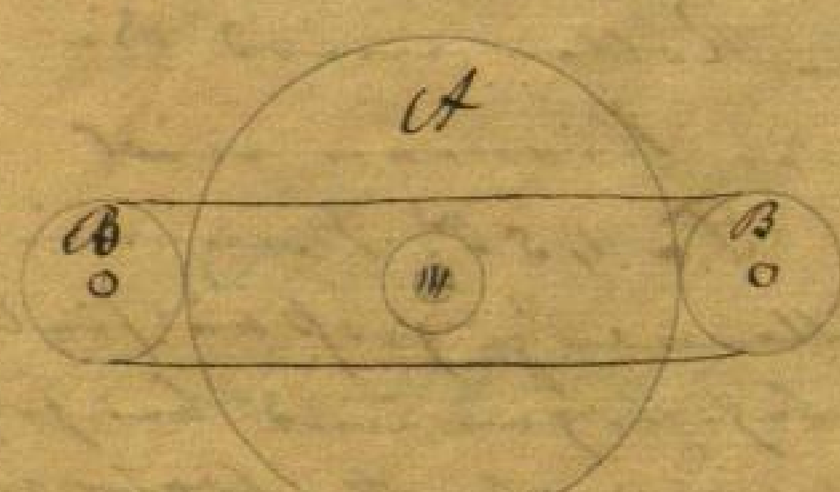
Um die schädliche Zapfenreibung bei starken Riementrieben wegzubringen hat Moore vorgeschlagen Zwischen-Rollen C (Antifrictionsrollen) anzubringen.



A. Triebrolle

B. Getriebene Rollen

C. Antifrictions oder Zwischenrolle



Siehe Mech. Journal Heft 128.

Rheinische Lederriemen Fabrik in Mühlheim a/R

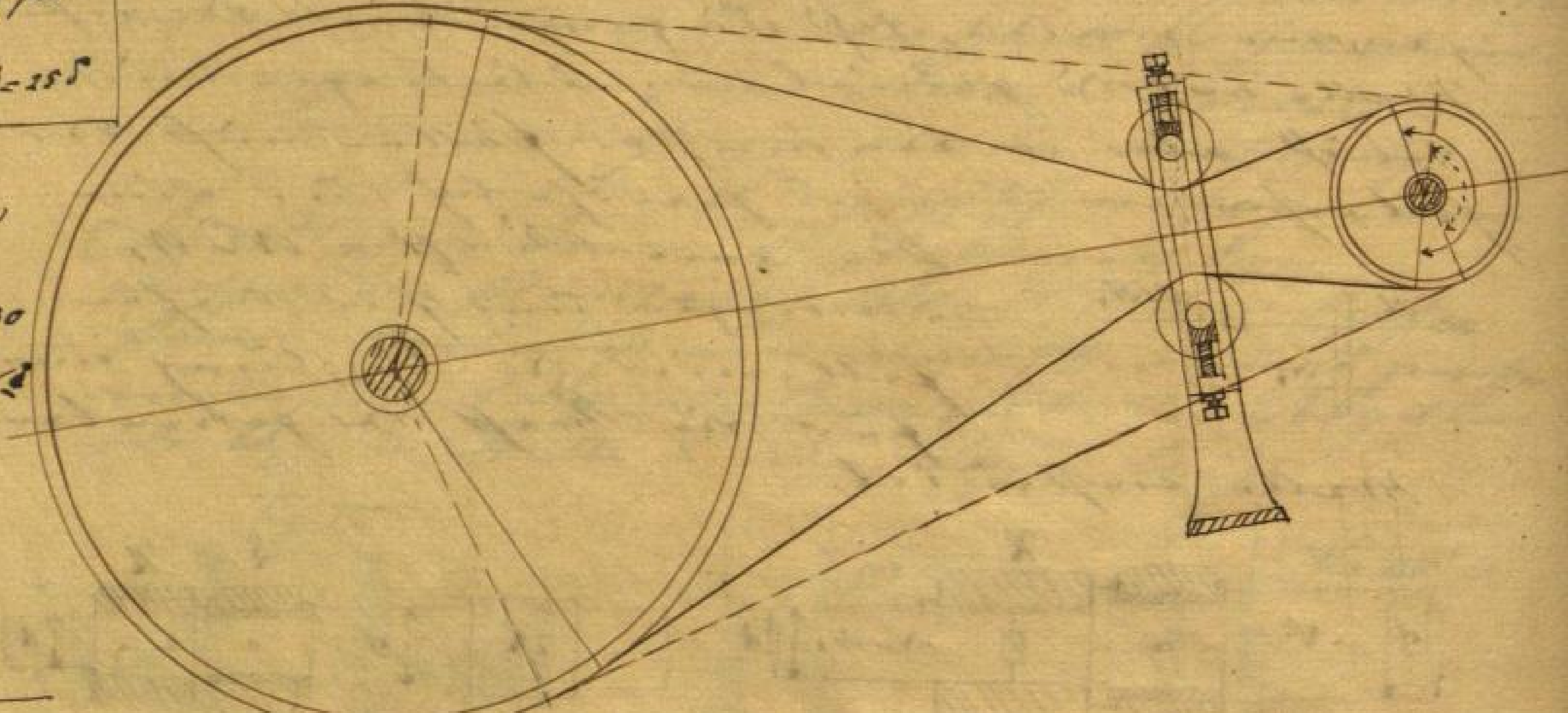
Zeichen		Dicke
000	—	6 mm
00	—	5½
0	—	4½
1	—	4
2	—	3½
3	—	3
4	—	2½

alle No. sind von jeder Breite zu haben

für gewöhnlich ist $\beta = 25\,\delta$

$P v = 75\,N$
aus Tabelle $\frac{T}{P}$ und also T.
$T = \delta \beta \mathfrak{K}$; $\mathfrak{K} = 20-30$
$T = 20\,\delta\beta$
$\beta = 25\,\delta$
$T = 50 \cdot \delta^2$
$\delta = \sqrt{\frac{T}{50}}$
$\beta = 25\,\delta$.

Nachtrag.



Wie wir später bei der Reibungslehre sehen werden findet man genauer $T = P\frac{e^{f\frac{S}{R}}}{e^{f\frac{S}{R}}-1}$
denn wir haben dort $P' = Q' e^{f\frac{S}{R}}$ (Heft 8)
wo $P' = T$ und $Q' = t$ bedeutet, woraus folgt: da

$T - t = P$ $\left(\cancel{P e^{f\frac{S}{R}} - t = P}\right)$ und $t e^{f\frac{S}{R}} - t = P$

$T = t e^{f\frac{S}{R}}$ $\qquad t = \frac{P}{e^{f\frac{S}{R}}-1}$ und

$$T = \frac{P\,e^{f\frac{S}{R}}}{e^{f\frac{S}{R}}-1}$$

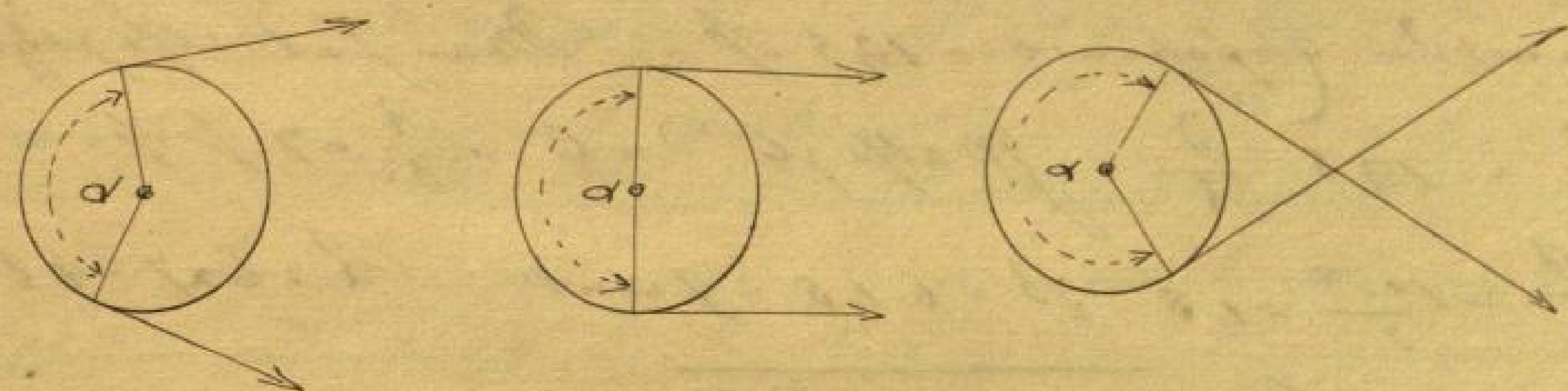
, woraus $\frac{T}{P}$ für verschiedene Werthe von $\frac{S}{2R\pi}$ für gewöhnliche Riemen auf Eisen, ~~und~~ die Werthe der nebenstehenden Tabelle zu erhalten ~~ist~~. Für gewöhnliche Fälle ist $\frac{S}{2R\pi} = 0,4$ wofür wir T nahe $= 2P$ finden. x $t = P$. {dieselbe Rechnung gilt für Drahtseilbetrieb. $f = 0,25$.}

Gewöhnliche Riemen auf Holz $f = 0,47$			Gewöhnliche Riemen auf Eisen $f = 0,25$	
$e^{f\frac{S}{R}}$	$\frac{T}{P}$	$\frac{S}{2R\pi}$	$e^{f\frac{S}{R}}$	$\frac{T}{P}$
~~1,80~~	~~2,25~~	~~0,2~~	~~1,42~~	
2,43	1,70	0,3	1,69	2,45
3,26	1,44	0,4	2,02	1,99
4,38	1,30	0,5	2,41	1,70
5,88	1,20	0,6	2,87	1,53
7,90	1,14	0,7	3,43	1,41
~~10,62~~	~~1,10~~	~~0,8~~	~~4,09~~	1,32
~~14,27~~	~~1,07~~	~~0,9~~	~~4,87~~	
~~19,16~~	~~1,05~~	~~1,0~~	~~5,81~~	

Für hölzerne Rollen wird die Spannung der Riemen viel geringer, ~~jedoch~~ für $\frac{S}{2R\pi} = 0,4$, $T = 1,5P$. Man wird daher für außergewöhnliche ~~Fälle wo~~ P zu groß auch hölzerne Auflagen auf die Rollen befestigen und bei großer Uebersetzung Spannrollen anbringen wie obenst. Figur zeigt wodurch man leicht $\frac{S}{2R\pi}$ auf 0,6 bringen kann, wobei $T = 1,2P$

Auch begreift man leicht, daß wenn überhaupt die Rolle B von dem Riemen mitgenommen werden soll, die Reibung des Riemens am Umfang von B größer sein muß, als P, denn ist dies nicht der Fall, so bleibt B stehen und der Riemen gleitet über die Rolle hinweg.

Die Reibung ist aber erstens abhängig von der Spannung im Riemen und 2tens von der Größe der Reibungsfläche auf dem Umfang oder vom ∠ α.



Man findet nun durch Rechnung sowohl als auch durch die Praxis, daß wenn: 1. die Rollen von Eisen, abgedreht
2 " " fettig
3 das Leder geschmeidig ist
daß dann T = 2P u: t = P ist. — T beim Anstieg

Es sei nun N die Anzahl der Pferdekr. die A auf B übertragen soll
n die Anzahl der Umdrehgn. v. A p. 1'
R der Radius v. A
d der Durchmesser der Welle, worauf A sitzt.
β u. α ist die Riemendimensionen
K die Kraft, mit welcher jeder □ cent. des Riemens gespannt werden darf; so ist:

$\frac{2R\pi}{100}\cdot\frac{n}{60}$ Umfangsgeschwindigkeit in meter p. 1''

$\frac{2R\pi}{100}\cdot\frac{n}{60}\cdot P$ der in Klm ausgedr. Effect, den A auf B übertragen soll. also: = 75 N Klm

folglich ist $\frac{2R\pi}{100}\cdot\frac{n}{60}\,P = 75\,N$ $P = \frac{75\cdot 60\cdot 100}{2\pi}\cdot\frac{N}{n}\cdot\frac{1}{R}$

u. also $T = 2P = \alpha\beta K$ u. $\beta = \frac{2P}{\alpha K}$

Es sei z.B. N = 8 n = 120 R = 50 cent so ist wenn die K = $\frac{100}{10}$ = 10 Kil. ist. $P = \frac{60\cdot 75\cdot 100}{2\cdot 3{,}14}\cdot\frac{1}{50}\cdot\frac{8}{120} = 100$

$\alpha = 9{,}6$ cent. $\beta = \frac{2\cdot 100}{9{,}6\cdot 10} = 2$ cent.

Wir haben also jetzt zur Berechnung von R u. β:

$$d = 16\sqrt[3]{\frac{N}{n}} \qquad \beta = \frac{2}{d\mathfrak{A}} \cdot \frac{60\cdot 75\cdot 100}{2\pi}\,\frac{1}{R}\cdot\frac{N}{n} \quad \text{od. da}$$

$$\frac{N}{n} = \frac{d^3}{16} \qquad \beta = \frac{2}{d\mathfrak{A}} \cdot \frac{60\cdot 75\cdot 100}{2\pi}\cdot\frac{1}{R}\cdot\frac{d^3}{16^3}$$

$$\frac{\beta}{d} = \left\{\frac{60\cdot 75\cdot 100}{\pi(16)^3}\cdot\frac{d}{d\mathfrak{A}}\right\}\frac{d}{R}$$, da $\frac{d}{d\mathfrak{A}}$ fast immer dieselbe Zahl gibt, so kann man den Ausdruck in der Klammer als constant betrachten. Er wird nach der Erfahrung = 10,5 ist. Man hat also jetzt

$$\frac{\beta}{d} = 10{,}5\,\frac{d}{R}.$$ Ist also z.B. $d = 6$, $\frac{R}{d} = 7$ so ist

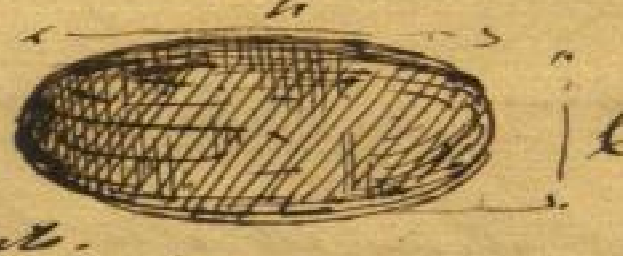
$$\frac{\beta}{d} = \frac{10{,}5}{7} = 1{,}5 \qquad \beta = 6\cdot 1{,}5 = 9 \text{ cent.} \qquad R = 6\times 7 = 42 \text{ cent.}$$

Berechnung der Rollenarme.

Ist N die Anzahl der Arme, so ist die Kraft die einen Arm abzubrechen strebt $= \frac{P}{N}$

Moment folgl. $\frac{P}{N}\cdot R$, wenn R Radius der Rolle ist.

$$\frac{P}{N}\cdot R = T\cdot\mathfrak{A}$$



T für ein elliptischen Querschnitt.

$$T = \frac{\pi}{32}\,b h^2 \quad \text{folgl} \quad PR = \mathfrak{A} N \frac{\pi}{32}\,b h^2$$

$$PR = \frac{60\cdot 75\cdot 100}{2\pi}\cdot\frac{N}{n} = \frac{60\cdot 75\cdot 100}{2\pi}\cdot\frac{d^3}{16^3}$$ nach dem frühern.

$$\text{folg.}\ \frac{60\cdot 75\cdot 100}{2\pi}\,\frac{d^3}{(16)^3} = \mathfrak{A} N\cdot\frac{\pi}{32}\left(\frac{b}{h}\right) h^3$$

$$\frac{h}{d} = \sqrt[3]{\left\{\frac{60\cdot 75\cdot 100}{2\pi\cdot 16^3}\cdot\frac{32}{\pi}\cdot\frac{h}{b}\cdot\frac{1}{\mathfrak{A}}\right\}}\,\frac{1}{\sqrt[3]{N}} = \sqrt[3]{\text{constant}}\cdot\frac{1}{\sqrt[3]{N}}$$

$\frac{h}{b} = 2$ für einen angenommen. folg

$$\frac{h}{d} = \frac{1{,}7}{\sqrt[3]{N}}. \qquad h = \frac{1{,}7}{\sqrt[3]{N}}\cdot d$$

Ist D der Durchmesser der einen Rolle u. D_1 der " " andern —, so heisst man die Zahl die angibt wie oft die 2te Rolle herumgeht während die erste 1 Umdrehung macht od. $\frac{D\pi}{D_1\pi} = \frac{D}{D_1}$ die Übersetzungszahl.

Nachtrag.

Redtenbacher fand durch Berechnung vieler laufender Riemen $\frac{d}{\alpha \mathfrak{A}}$ immer $= 0{,}3$, so

daß $\frac{\beta}{d} = \frac{60 \cdot 75 \cdot 100}{\pi \cdot (16)^3} \cdot 0{,}3 \cdot \frac{d}{R} = 10{,}5 \cdot \frac{d}{R}$

Zur Berechnung der Riemendicke α hat man also immer die Gleichung $\frac{d}{\alpha \mathfrak{A}} = 0{,}3$, worin für $d = 6$, $\beta = 9$, $\mathfrak{A}$ für achtfache Sicherheit $= \frac{270}{8} = 34$

$\alpha = \frac{d}{\mathfrak{A} \cdot 0{,}3} = \frac{6}{34 \cdot 0{,}3} = \frac{2}{3{,}4} = 0{,}6$ centi.

Oft kann man die Riemenbreite nicht über 16 centi und 0,7 Dicke bekommen, und muß in solchen Fällen α u. β annehmen und N suchen. Es sei z.B. $\beta = 16$ $\alpha = 0{,}7$ wie groß wird N das wir noch bei 8facher Sicherheit der ~~Riemen~~ also für $\mathfrak{A} = 34$ und $n = 100$ übertragen können

$$\frac{\beta}{d} = \frac{60 \cdot 75 \cdot 100}{\pi \cdot (16)^3} \cdot \frac{d}{\alpha \mathfrak{A}} \cdot \frac{d}{R}$$, für $\frac{d}{R} = \frac{1}{8}$ d.h. für eine 8fache Rolle wird in diesem Falle

$$\frac{\beta}{d} = 35 \cdot \frac{1}{8} \cdot \frac{d}{\alpha \mathfrak{A}} \qquad d^2 = \frac{\alpha \beta \mathfrak{A} \cdot 8}{35} = \frac{0{,}7 \cdot 16 \cdot 34 \cdot 8}{35} = 87$$

$$d = \sqrt{87} = 9{,}327 , \quad R = 8d = 74{,}6$$

für $d = 9{,}327$ wird $\frac{N}{n} = 0{,}2$ und $N = 100 \cdot 0{,}2 = 20$ Pf.

$\frac{\beta}{d}$ wäre hier $= \frac{16}{9{,}327} = 1{,}71$, also etwas größer als die Resultate v. Redtenb. angeben.

Wollte β nach den Resultaten genommen werden so hätten wir zur Leistung v. d

$\frac{\beta}{d} = 1{,}31 \quad d = \frac{16}{1{,}31} = 12{,}2$ wo für $\frac{N}{n} = 0{,}44$ $\mathfrak{A} = 34$ (8fach)

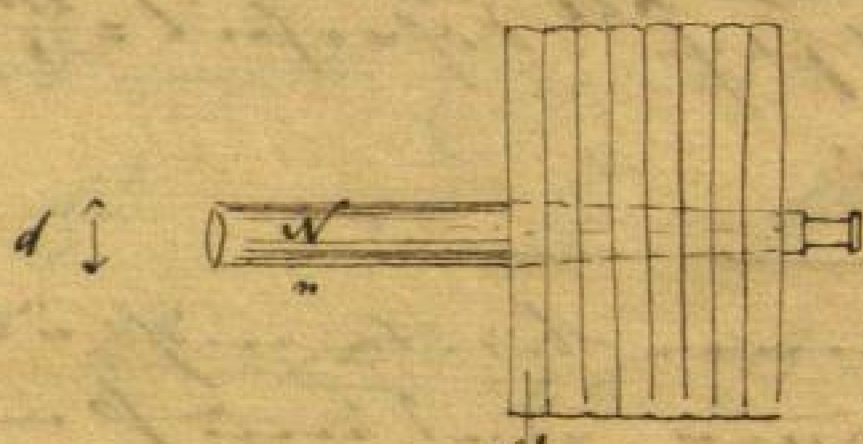
und wenn $n = 100$ $N = 44$ Pferde, $R = 8 \cdot 12{,}2 = 97{,}6$.

$$\frac{d}{\alpha \mathfrak{A}} = 0{,}3 = \frac{12{,}2}{\alpha \cdot 34} \qquad \alpha = \frac{12{,}2}{0{,}3 \cdot 34} = \frac{12{,}2}{10{,}2} = 1{,}2 \text{ centi}$$

Das hieße man müßte 2 Riemen von 0,6 centi Dicke jeder aufeinander nähen.

Nachtrag.

Aufgabe: Es seien 660 Pferdekräfte mit 100 Touren durch Riemenbetrieb zu übertragen, wie viel Rollenpaare müssen genommen werden, wenn die Breite eines Riemens nicht 16 $\frac{\text{centim}}{}$ übersteigen soll.



$N = 660 \quad \frac{N}{n} = 6,6$

$n = 100$

$d = 30$

Heißen wir $\left(\frac{d}{1}\right)$ die ideale Welle wofür eine Rolle construirt werden muß, so ist wenn 10 fache Rollen genommen werden sollen $\frac{R}{\left(\frac{d}{1}\right)} = 10$

$\frac{b}{\left(\frac{d}{1}\right)} = 1,05 \quad \left(\frac{d}{1}\right) = \frac{16}{1,05} = 15$ wofür $\left(\frac{N}{n}\right) = 0,824$

$R = 10 \cdot 15 = 150$ und $N' = 82,4$ Pferde

so müssen demnach $\frac{660}{82,4} = 8$ Rollen genommen

T=6307.Kil. werden. $\frac{(d)}{\alpha \mathfrak{M}} = 0,3 \quad \alpha = \frac{15}{0,3 \cdot 34} = \frac{15}{10,2} = 1,4$

Wir hätten dann auch für jeden der 8 Riemen zwei von 0,7 $\frac{\text{centim.}}{}$ Dicke aufeinanderzunähen oder 3 von 0,5 $\frac{\text{centim.}}{}$

Würden für denselben Fall höhere Riemenauflagen und Spannrollen angewandt so daß $\frac{S}{2R\pi}$ zu 0,6 angen. werden könnte und $T = 1,2\,P$ so hätte man $T = 1,2\,P = \alpha \cdot \beta \cdot \mathfrak{M} \quad P \cdot v = 75 \cdot N \quad v = \frac{2R\pi \cdot n}{60 \cdot 100} \cdot \overset{\text{metres}}{\cancel{1005},7}$

$\beta = \frac{1,2 \cdot 75 \cdot N \cdot 60 \cdot 100}{2R\pi \cdot n \cdot \alpha \cdot \mathfrak{M}}$ u. da $d = 16\sqrt[3]{\frac{N}{n}}, \; \frac{N}{n} = \frac{d^3}{(16)^3}, \; \beta = \frac{1,2 \cdot 60 \cdot 75 \cdot 100}{2\pi \cdot R} \cdot \frac{d}{\alpha \mathfrak{M}} \cdot \frac{d^2}{(16)^3}$

$\frac{R}{d} = \frac{150}{19,5} = 7,7$ und $\frac{\beta}{d} = \frac{1,2 \cdot 60 \cdot 75 \cdot 100}{2\pi \cdot (16)^3} \cdot \frac{d}{\alpha \mathfrak{M}} \cdot \frac{d}{R} = 21 \cdot 0,3 \cdot \frac{d}{R} = 6,3 \cdot \frac{d}{R} \quad d = 19,5$

$\frac{\beta}{d} = \frac{16}{19,5} = 0,82$ Für obigen Fall also $\frac{\beta}{d} = 6,3 \cdot \frac{d}{150} = \frac{0,042}{\cancel{0,63}} \quad d^2 = \frac{16}{0,042} = 380,9 \quad N' = \cancel{40}\,181$

T=3784 Kil. Es wären daher hier nur $\frac{660}{181} = 4$ Rollen nöthig, $\alpha = 1,7 = 3,46$

---

der Halbmesser der grösseren der 2 Rollen macht man gewöhnlich 6-7 x so gross als der Durchmesser der Welle. Nur bei sehr starken Übersetzungen wird er 12 mal so gross gemacht.

Dimensionen der Hülse.

Ist die Welle, worauf die Rolle zu sitzen kommt glatt, so ist natürlich der innere Durchmesser der Hülse = dem Durchmesser der Welle.

Ist dies nicht der Fall so ist der Durchmesser des Wellenkopfes, worauf die Rolle gebildet wird.

$= 1,35\ d$ und die Metalldicke der Hülse $= \frac{1}{2} + \frac{1}{3} d$ (S. 56 Resultate)

Die Anzahl der Arme macht man = der relativen Grösse der Rollen d.h. = der Zahl die angibt wie oft der Durchmesser der Welle im Halbmesser der Rolle enthalten ist.

Eine 3fache Rolle bekömmt daher 3 Arme
eine 6fache — — — 6 —

Es gibt Constructeurs die nur eine gerade Anzahl Arme machen, und dieses hat seinen Grund darin, dass bei ungeraden Anzahl Arme nicht so leicht ein Reissen der Arme beim Erkalten eintritt, wie bei einer geraden Anzahl.

Allein eine solche Anordnung hat wieder die Nachteile, dass 1, die Rollen unrund werden, da sie beim Erkalten sich ziehen,
und 2. stört etwas das Auge
und Im allgemeinen kann man doch sagen, dass das Reissen doch wenig hindert.

Man macht lieber den äussern Ring etwas stärker um dieses zu verhüten oder ordnet die Rollenarme, wie schon früher gesagt nach Fig. V. mit geschwungenen Armen.

Die Breite eines Armes an der Hülse h ist nach früher. $h = \frac{1.7}{\sqrt{n}} . d$ und d an dem Ring $h = \frac{3}{4} h$

Sei z.B. $N = 64$ u $n = 160$ für die grössere Rolle
Übersetzungszahl $= i = 2$ so ist.

$\frac{N}{n} = \frac{64}{160} = 0,64$ folgt S. 46 Resultate.

Transmissionswellendurchmesser f. d. gr. Rolle	=	5,5 cent.
" " für d. kl. Rolle	=	4,4 "
Relative Größe d. gr. Rolle	=	7
Halbmesser " " " $= 7 \cdot 5{,}5$	=	38,5
" der kl. Rolle $= \frac{38{,}5}{2}$	=	19,25
für beide { Riemenbreite ($B \cdot 5 \cdot 6$) $= 1{,}5 \cdot 5{,}5$	=	8,25
Rollenbreite $= \frac{5}{4} \cdot 8{,}25$	=	10,3
Länge der Hülse = Rollenbreite	=	10,3
Metalldicke der Hülse f. d. gr. Rolle $= \frac{1}{2} + \frac{5{,}5}{3}$	=	2,33
" f. d. kl. Rolle $= \frac{1}{2} + \frac{4{,}4}{3}$	=	1,97
Anzahl der Arme f. die gr. Rolle	=	6
" f. die kl. "	=	4
Höhe h der Arme f. die gr. Rolle $= 0{,}94 \cdot 5{,}5$	=	5,17
" " für die kl. " $= 1{,}08 \cdot 4{,}4$	=	4,75

Wir haben früher blos den speciellen Fall betrachtet, wenn man die ganze Kraft der Treibrolle auf die zu treibende übertragen. Es kommt aber meistens vor, daß blos ein Theil dieser Kraft übertragen wird. Dies ist z. B. der Fall wenn eine Welle 10 Pferdekräfte mit 120 Umdrehg., 5 Rollen hätte, deren jede blos 2 Pferde zum Betrieb braucht.

Nehmen wir nun einmal an es seien 2 Rollen vorhanden, A u. B. A sei so construirt, daß sie die ganze Kraft der Welle z. B. N Pferdekr. überträgt. Dagegen B, so, daß sie blos N' Pferdekr. von den N in ihrer Welle enthaltenen überträgt. Ist leicht einzusehen, daß dann die Dimensionen der Radarme u. des Ringes ganz unverändert bleiben und sich blos die Hülse ändert, daß die Durchmesser der Wellen verschieden sind.

Es sei D der Durchmesser der Welle v. $B = 16 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$ der nothwendig wäre um N Pferdekr. mit n Umdrehg. zu übertragen. So wird mit diesem Durchmesser die ganze Rolle construirt, und als dann erst der wirklich vorhandene für N' Pferde eingesetzt und die Hülse darnach construirt.

Es sei z. B. der wirkliche Durchmesser einer Welle = 12 cent., es soll eine Rolle B die Hälfte der N Pferdekr. transmittiren. Übersetzungsverhältniß sei $= \frac{2}{1}$

Nachtrag.

Riemen dürfen bei gewöhnlichen Fällen bis auf $\frac{1}{8}$ ihrer absoluten Festigkeit in Anspruch genommen werden wofür $\mathfrak{K} = \frac{272}{8} = 34$ Kil. und da $\frac{d}{\kappa \mathfrak{K}} = 0,3$, so ist $\frac{d}{\kappa} = 0,3 \cdot 34 = 10,2$

Man kann also annähernd die Riemendicke $= \frac{1}{10}$ des Wellendurchm. machen.

Für außergewöhnliche Fälle kann man die Riemen bis auf $\frac{1}{5}$ ihrer Festigkeit beanspruchen, so daß $\mathfrak{K} = \frac{272}{5} = 54$ Kil gesetzt werden kann und $\frac{d}{\kappa} = 0,3 \cdot 54 = 16,2$

Armengaud erlaubt nur 20 Kil per □ cent. Riemen und nimmt die Riemenstärke constant = 5 milli.
Morin pg 276 Méc. prat. —— 25 Kil " "

Aus der Formel $T = P \frac{e^{f\frac{s}{R}}}{e^{f\frac{s}{R}}-1}$ erhält man durch Verwandlung der Exponentialgröße in eine Reihe folgende einfachere Formel, mit der in vielen Fällen bequemer zu rechnen ist: Es ist $e^{f\frac{s}{R}} = 1 + f\frac{s}{R} + \frac{1}{1.2}\left(f\frac{s}{R}\right)^2 + \dots\dots$

$$T = P \frac{1 + f\frac{s}{R} + \frac{1}{2}\left(f\frac{s}{R}\right)^2}{f\frac{s}{R} + \frac{1}{2}\left(f\frac{s}{R}\right)^2}$$

Armengaud gibt ~~fü~~ für fette Riemen auf gußeisernen abgedrehten Rollen f zu 0,12 an.

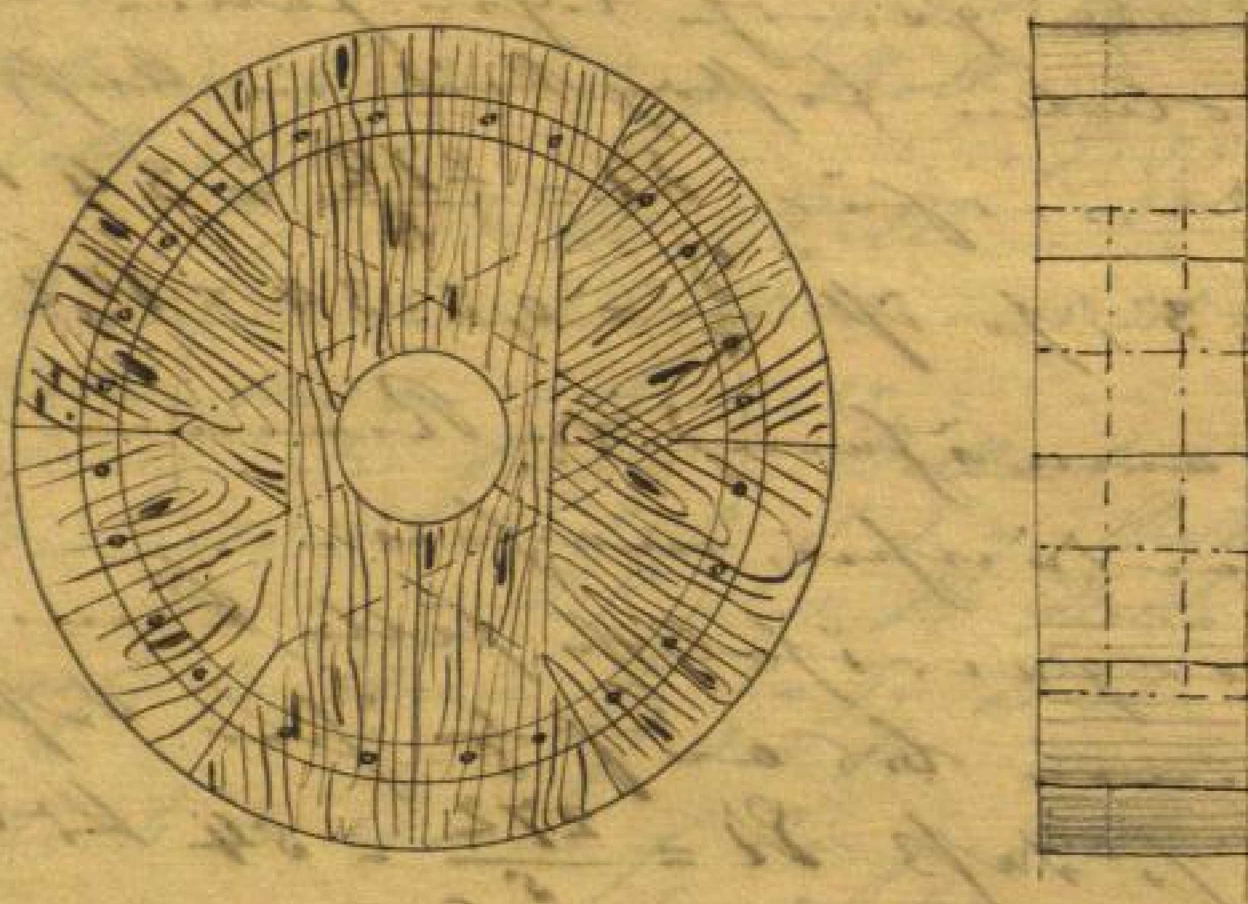
Nach d. Zeitschr. d. Ing. 1876 pg 95 ist: für $\frac{S}{2R\pi} = 0,5$

für Riemen auf hohlen gedrehten gußeisernen Scheiben	— $f = 0,13$	$\frac{T}{t} = 1,5$
" auf Lederbandagen	— $= 0,44$	$= 4$
" auf Spiralederbelag	— $= 0,51$	$= 5$

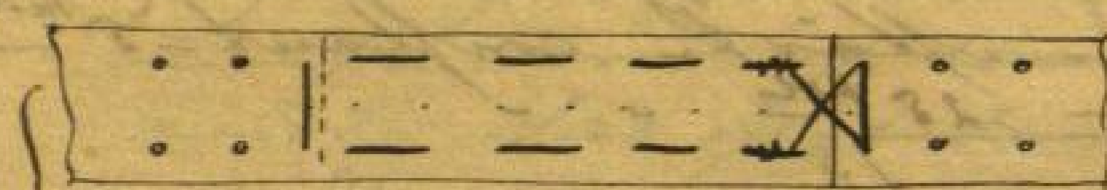
Nach der Wochenschrift des Ver. d. Ing. 1878 pg 109 ist

für Riemen auf schmiedeeis. Scheiben	— $f = 0,141$	$\frac{T}{t} = 1,77$
auf gußeisernen "	— $= 0,168$	$= 1,70$

Construction der hölzernen Rollen



Riemen Verbindungen

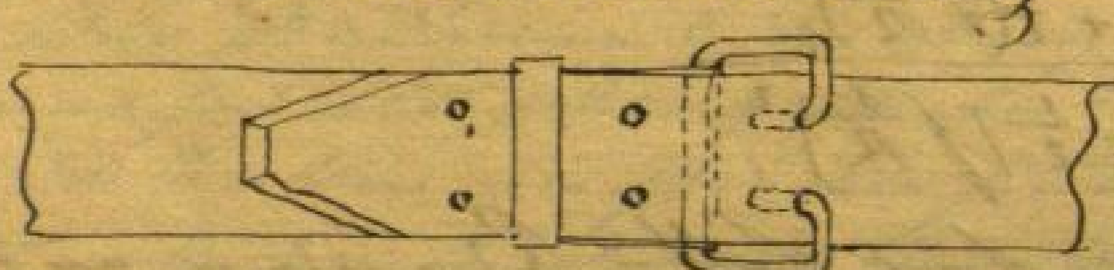


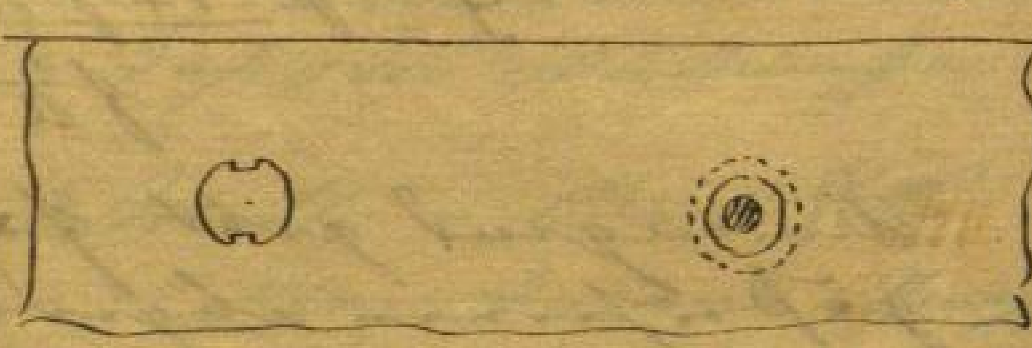
einfache Riemen

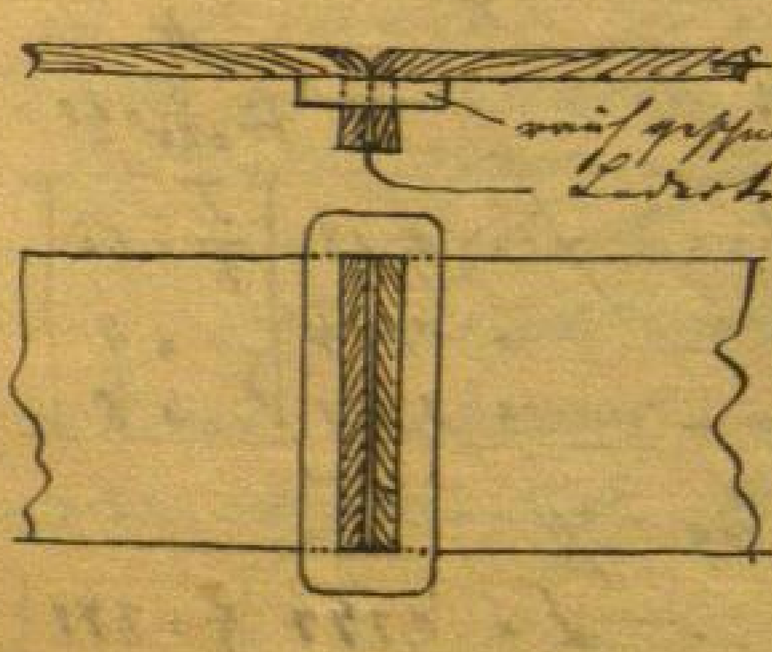
Doppelte Riemen

Schnallenverbindung

Schraubenverbindg



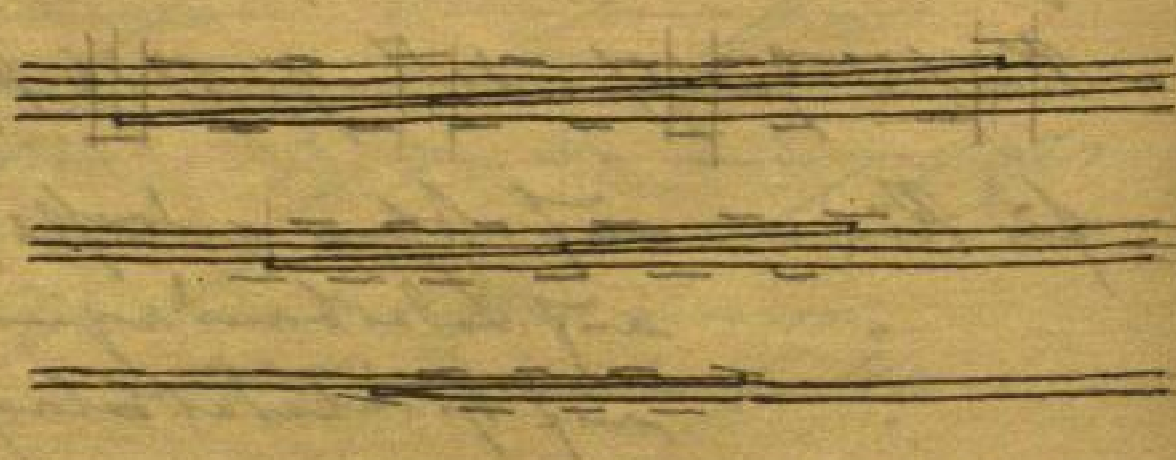




Leder

aus geschmiedet Eisen

Lederkolben, wenn die Schnalle etwas zu weit sein sollte.



So ist der Durchmesser einer Welle um $\frac{4}{2}$ Pferdekraft zu übertragen $= \frac{12}{\sqrt[3]{2}} = 9,5$ cent. und mit diesem Durchmesser wird nun B construirt

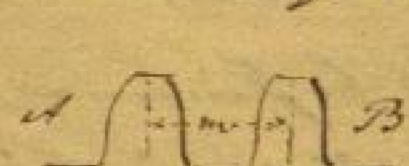
Durchmesser der Welle der getriebenen Roll A

$= A = 9.5 \sqrt[3]{\frac{2}{3}} = 8.3$ cent.

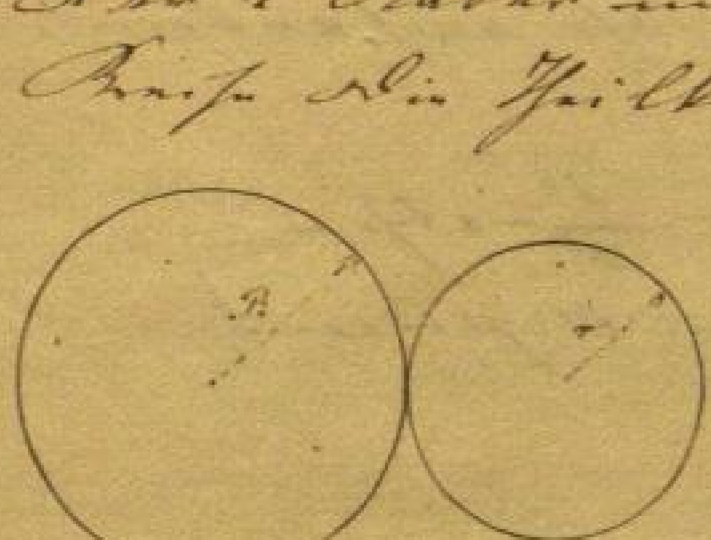
Relative Größe	Gr. Rolle	Kl. Rolle
" "	7.–	$\frac{44,4}{8.3}$ 5
Halbmesser d. Rollen	$7 \cdot 9,5 = 66,6$	$\frac{2}{3} \cdot 66,6 = 44,4$.
Rollenbreite	$= 18,8$	18–
Anzahl der Arme	7.–	5–
Höhe der Arme	$\frac{494+9,86}{2} \cdot 9,5 = 8,6$	$\frac{108+9,96}{2} \cdot 8,3 = 8,4$
Länge der Hülse	18–	18–
Metalldicke	$\frac{1}{2}+\frac{1}{3} \cdot 9,5$ .. 3,7	$\frac{1}{2}+\frac{1}{3} \cdot 8,3$ .. 33–
Innerer Durchm. d. Hülse	12–	8,3
Riemenbreite	$1,5 \cdot 9,5 = 14,3$	14.3

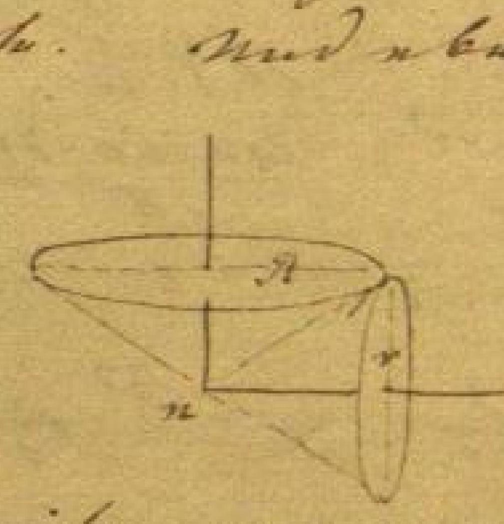
Construktion der Zahnräder.

Wir betrachten zuerst wiederum den Fall, wenn die ganze Kraft durch 2 Zahnräder auf eine zweite Welle übertragen wird. Ueber die Form wollen wir vor der Hand noch nicht sprechen, sondern sie als ein ~~späteres~~ eigenes Capitel auf später verschieben. Die Theilung eines Zahnrades heißt man den Abstand der Mittel 2er Zähne und also A u. B 2 Zähne ist u. die Theilung des Rades



Nehmen wir J als Uebersetzungszahl so sind ~~heißt man~~ $\frac{R}{r} = J$, R u. r die Radien der 2 Räder und die mit ihnen beschriebenen Kreise die Theilkreise. Und ebenso bei zwei

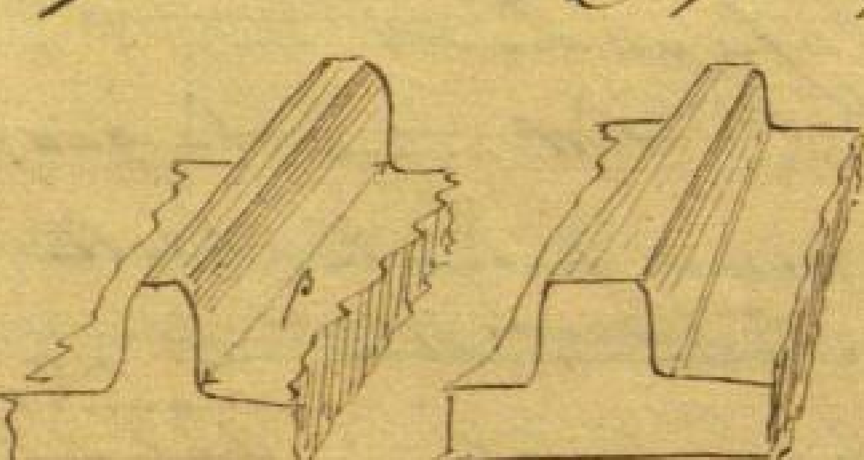




conische Zahnräder heißt man R u. r die Radien der Theilungskreise, wenn man $\frac{R}{r} = J$ gemacht.

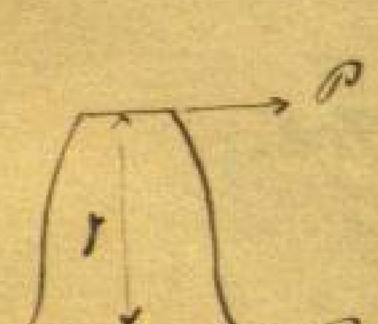
Berechnung der Zahndimensionen

Es sei R der Halbmesser eines Rades
Wir nehmen an, es werde immer die totale Kraft an ein anderes Rad abgegeben.
Nennen wir d den Durchmesser, worauf das Rad sitzt.
P sei der Druck am Umfang des Rades
n die Anzahl der Umdrehungen des Rades
N die Anzahl Pferde, die übertragen werden
Wir nehmen nur der Einfachheit halber noch an, daß immer blos 1 Zahn des einen mit einem des andern eingreife. Dieß seien die gesuchten Zahndimensionen. Es ist $\frac{2R\pi}{100\cdot 60}\cdot n$ die Umfangsgeschwindigkeit des Rades in Metern u. $\frac{2R\pi}{100\cdot 60}\cdot P$ der in Kilo. ausgedrückte Effect, der übertragen wird, welcher aber auch $= 75\,N$ ist folgt hieraus:



con. Rad

$$P = \frac{100\cdot 60\cdot 75}{2\pi}\cdot\frac{1}{R}\cdot\frac{N}{n} \text{ u}$$



$$P\,l = \mathfrak{L}\,T = \frac{\mathfrak{L}}{6}\,d^2\beta.$$

Aus diesen beiden Formeln könnte man nun die Dimensionen des β bestimmen, je nachdem man 2 von ihnen annehmen würde, allein diese Formeln sind ungeschlossen wir sehen daher nach andern.

Es ist nun bek. $d = 16\sqrt[3]{\frac{N}{n}}$.

$$\frac{\mathfrak{L}}{6}\,\frac{d^2\beta}{l} = P = \frac{100\cdot 60\cdot 75}{2\pi}\cdot\frac{1}{R}\cdot\frac{d^3}{16^3} \text{ also}$$

$$\beta = \frac{6\cdot 60\cdot 75\cdot 100}{2\pi(16)^3\,\mathfrak{L}}\cdot\frac{l}{d^2}\cdot\frac{1}{R}\cdot d^3 \text{ u mit } \frac{\beta}{d^2} \text{ multiplicirt}$$

$$\frac{\beta^2}{d^2} = \frac{6\cdot 60\cdot 75\cdot 100}{2\pi(16)^3\,\mathfrak{L}}\cdot\frac{l}{d^2}\cdot\frac{1}{R}\cdot d^3\cdot\frac{\beta}{d^2}$$

$$\frac{\beta^2}{d^2} = \frac{6\cdot 60\cdot 75\cdot 100}{2\pi(16)^3\cdot\mathfrak{L}}\left(\frac{l}{d}\right)\left(\frac{\beta}{d}\right)\left(\frac{d}{R}\right) \qquad \frac{\beta}{d} = \sqrt{\frac{6\cdot 60\cdot 75\cdot 100}{2\pi(16)^3\,\mathfrak{L}}}\sqrt{\frac{l}{d}}\,\frac{\sqrt{\frac{\beta}{d}}}{\sqrt{\frac{R}{d}}}.$$

Nachtrag.

Wobei angenommen wurde daß die Zähne so stark als die Welle in Anspruch genommen werden sollen also (für Wellen u. Räder von Gußeisen) auf $\frac{1}{33}$ ihrer Festigkeit wofür $B = \frac{3000}{33} = 91$ Kilog. wird.

Durch diese Formel $\frac{\beta}{\delta} = 1,33\sqrt{\frac{\beta}{\alpha}\cdot\frac{d}{R}}$, findet man die Zähne stärker als sie bei französischen Constructionen vorkommen, aber nicht stärker als man sie bei guten englischen Constr. findet.

Für aufrechte Wellen wird $\frac{R}{d}$ gewöhnlich 4 bis 6 genommen, ebenso bei gewöhnlichen normalen Fällen. Wird die Uebersetzungszahl groß zb. 4 bis 6 so muß $\frac{R}{d} = 7$ oder 8 genommen werden. Man muß jedoch diese Fälle zu vermeiden suchen, denn die Räder, Lagerstühle etc fallen zu groß aus und werden daher theuer.

Bei gußeisernen Räder nimmt man für dünnere am Besten $\frac{\gamma}{\alpha} = \frac{3}{2}$ an u. man erhält alsdann . . . . .

$$\frac{\beta}{D} = 1.33 \sqrt{\frac{\beta}{\alpha} \cdot \frac{D}{R}} .$$ Seite 60. Resultat. . . ———

Bei Räder von Maschinen die durch Menschenhände bewegt werden, bei denen die Räder also nicht schnell gehen kann man $\frac{\beta}{\alpha} = 4$ bis 5 nehmen, bei ansehnlichern Geschwindigkeiten 6 und bei sehr schnellen 7 bis 8. ———

——— Siehe Tab. 84 Seite 64. ———

Ist z. B. $D = 16$ $\frac{R}{D} = 6$, so ist $R = 6.16 = 96$ Nehmen wir $\frac{\beta}{\alpha} = 6$ so ist $\frac{\beta}{D} = 1.33$. folglich $\beta = 1.33 D = 21.3$. ———

Bei eisernen Räder macht man die Theilung gewöhnlich . . . . $t = 2,1\,\alpha$ und bei Räder mit hölzernen Zähnen $t = 2,67\,\alpha$.

Es sei N die Anzahl der Zähne eines Rades, so ist:

$$N = \frac{2R\pi}{t} = \frac{2R\pi}{2,1\alpha} = \frac{2R\pi}{2,1 \cdot \frac{\alpha}{\beta}\beta} = \frac{2\pi}{2,1} \cdot \frac{R}{D} \cdot \frac{D}{\beta} \cdot \frac{\beta}{\alpha}$$ ———

$$N = \frac{2\pi}{2,1 \cdot 1,33} \cdot \left(\frac{R}{D}\right)^{\frac{3}{2}} \left(\frac{\beta}{\alpha}\right)^{\frac{1}{2}}$$ da $$N = \frac{2\pi}{2,1} \cdot \frac{R}{D} \cdot \frac{1}{1,33} \sqrt{\frac{\alpha}{\beta} \cdot \frac{R}{D} \left(\frac{\beta}{\alpha}\right)^2}$$ ———

. . . . folglich $$N = 2,25 \left(\frac{R}{D}\right)^{\frac{3}{2}} \left(\frac{\beta}{\alpha}\right)^{\frac{1}{2}}$$ für Eisen auf Eisen

Nehmen wir $t = 2,67\alpha$ so findet man . . . .

$$N = 1,79 \left(\frac{R}{D}\right)^{\frac{3}{2}} \left(\frac{\beta}{\alpha}\right)^{\frac{1}{2}} = 2,38 \left(\frac{\beta}{\alpha}\right)\left(\frac{R}{\beta}\right)$$ für Holz auf Holz

und für Eisen auf Eisen wird $N = 3 \left(\frac{\beta}{\alpha}\right)\left(\frac{R}{\beta}\right)$, wenn die Verhältnisse $\frac{\beta}{\alpha}$ u. $\frac{R}{\beta}$ gegeben sind.

Ausgerechnet findet man N in Tab. 84. S. 64. ———

Es kann nun aber auch der Fall vorkommen, daß ein Rad schon vorhanden ist und es ist gefragt: Welche Modell correspondirt diesem Rad? dann haben wir:

$$P = \frac{60.75.100}{2\pi} \cdot \frac{1}{R} \cdot \frac{N}{n}, \quad P = \frac{L}{6}\beta \cdot \frac{\alpha^2}{\gamma}, \quad D = 16\sqrt[3]{\frac{N}{n}}, \quad \frac{L\beta\alpha^2}{6\gamma} = \frac{60.75.100}{2\pi} \cdot \frac{1}{R} \cdot \frac{D^3}{(16)^3}$$

$$\beta = \frac{6.60.75.100}{2\pi \cdot (16)^3 \cdot L} \cdot \frac{D^3\gamma}{R \cdot \alpha^2}, \quad \frac{\beta^3}{D^3} = \frac{6.60.75.100}{2\pi . (16)^3 L} \cdot \frac{\beta^2}{R} \cdot \frac{\gamma}{\alpha^2},$$ oder . . . . .

. . . . $$\left(\frac{D}{\beta}\right)^3 = \frac{2\pi\,(16)^3 \cdot L}{6.60.75.100} \cdot \frac{R \cdot \alpha^2}{\beta^2\gamma}$$ oder: . . . .

$\left(\frac{\delta}{\beta}\right)^3 = \frac{2\pi (16)^3 \cdot L}{6\cdot 60\cdot 75\cdot 100} \cdot \frac{R}{\beta}\cdot\frac{\alpha}{\beta}\cdot\frac{\alpha}{\delta}$, $\frac{\delta}{\beta} = \sqrt[3]{\frac{2\pi (16)^3 L}{6\cdot 60\cdot 75\cdot 100}}\cdot\left(\frac{\alpha}{\delta}\right)\frac{\sqrt[3]{\frac{R}{\beta}}}{\sqrt[3]{\frac{\beta}{\alpha}}}$.

$\frac{\delta}{\beta} = 0{,}826\,\frac{\sqrt[3]{\frac{R}{\beta}}}{\sqrt[3]{\frac{\beta}{\alpha}}}$. S. 62. Resultate unten.

Und bedeutet nun wieder N die Anzahl der Zähne, so ist:

$N = \frac{2R\pi}{t} = \frac{2R\pi}{2{,}1\alpha} = \frac{2\pi}{2{,}1}\cdot\frac{R}{\beta}\cdot\frac{\beta}{\alpha} = 3\left(\frac{\beta}{\alpha}\right)\cdot\frac{R}{\beta}$ für Eisen auf Eisen

$N = \frac{2R\pi}{2{,}67} = 2{,}38\left(\frac{R}{\beta}\right)\left(\frac{\beta}{\alpha}\right)$ für Holz auf Eisen S. 63. —

Es sei $R = 36$ cent. $\beta = 6$ cent., so ist, wenn $\frac{R}{\beta} = 6$ angenommen u. $\frac{\beta}{\alpha} = 5$ ist, nach Tab. S. 65. $\frac{\delta}{\beta} = 873$ folglich —— $\delta = 0{,}873\cdot\beta = 5{,}238$ ....

Die Dimensionen der Arme u. Hülse werden gerade wie bei den Rollen berechnet. Jedoch gibt man ihnen eine andere Form.

Die Länge der Hülse macht man $= \beta + 0{,}06\,R$ (S. 66)

Die Wandstärke der Hülse $= \frac{5}{4}\,\delta$

Greift ein eisernes Rad u. ein hölzernes ein, so muß das Rad mit den hölzernen Zähnen immer das treibende sein und nie das getriebene, da sonst die Bewegung in der Zähne gegen die Fasern liefe.

Fig 73. Tafel IX. zeigt den Querschnitt des Zahnkranzes eines mit Holzzähnen versehenen Rades; geht die Zahnbreite über 16–20 cent, so muß man 2 Zähne neben einander setzen. Siehe (Fig. 79)

Es soll ein 3 faches Rad für eine Welle von 20 cent. construirt werden. Uebersetzungszahl $= \frac{3}{2}$

Wenn die Tabelle 64 die Anzahl der Zähne nicht so angibt, daß sie durch die Uebersetzungszahl theilbar, od. auch für Holz. Zähne durch die Anzahl der Arme, so nimmt man die nächst größere Anzahl N die diese Eigenschaft besitzt. Nach Tab. 64. erhält man

Anzahl der Zähne = 62 Nun nimmt man $N = 66$, damit es durch $\frac{3}{2}$ theilbar ist. Für das kleinere Rad ist dann $N = \frac{2}{3}66 = 44$.

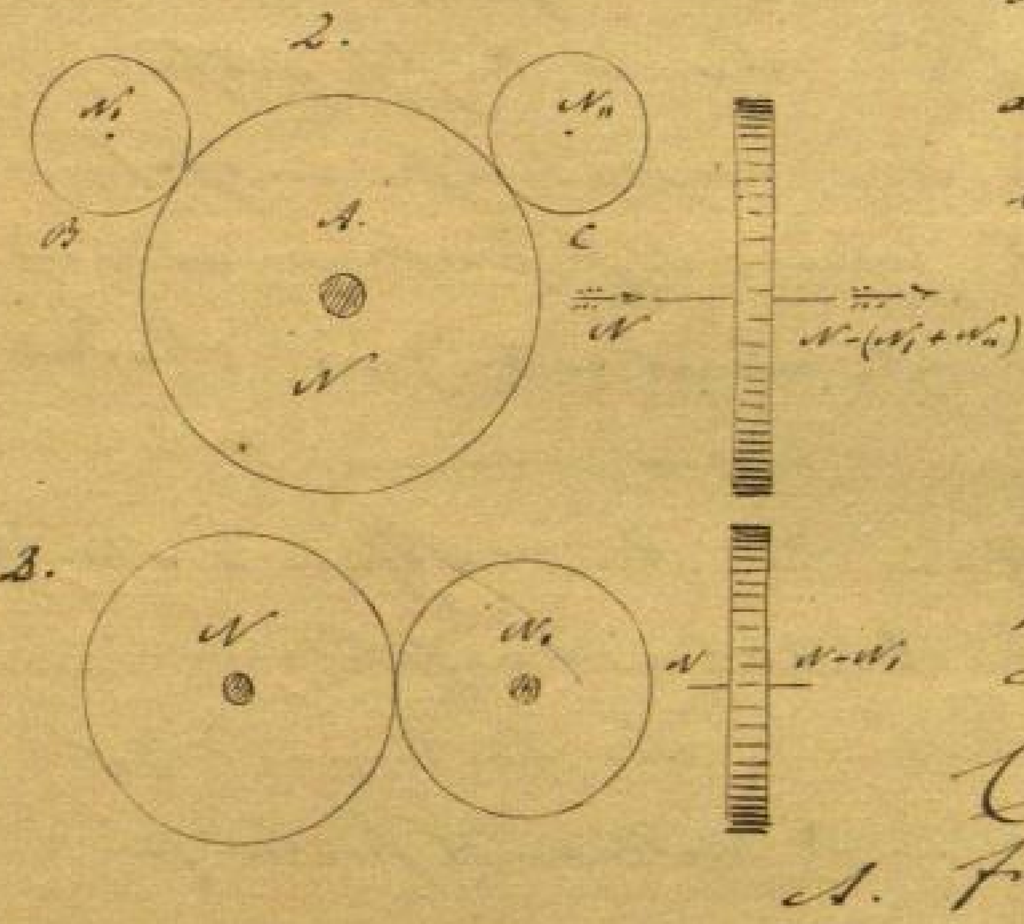
u. d. $\delta = 20\sqrt[3]{\frac{2}{3}} = 17{,}84$ cent u $r = \frac{2}{3}100 = 66\frac{2}{3}$ da $R = 100$.

	Größeres Rad	Kleineres Rad
$\frac{\beta}{d}$	6	6
$\frac{R}{d}$	5	nahe 4.
β	$=1,458 \cdot 20 = 29,16$	29,16
Zahn: Länge	$=\beta + 0,06\,R = 35,16$	$\beta + 0,06 \cdot r = 33,16$
Zahn: Dicke	$=\frac{5}{4} d = 25$	$\frac{5}{4} \cdot 17,4 = 21,7$
Zahn: Metalldicke	$\frac{1}{3} \cdot 20 + 0,5 = 7,16$	$\frac{1}{2} + \frac{1}{3} \cdot 17,4 = 6,3$
Arme: Anzahl	$= \left(\frac{R}{D} = 5\right) = 6$	4
Arme: Höhe	$0,67 \cdot 0,94 \cdot 20 = 18,8$	$1,08 \cdot 17,4 = 18,7$

Wir haben nun noch die Fälle zu betrachten, wo nicht die ganze Kraft der treibenden Welle an ein Rad abgegeben wird. — Hierbei sind folgende Fälle möglich:

1.tens Es wurde die ganze Kraft der einen Welle auf 2 Wellen übertragen u. zwar auf jede $\frac{N}{2}$ Pferde. In diesem Falle ist leicht einzusehen, daß die Arme von A für N und die Höhe bloß für $\frac{N}{2}$ zu construiren sind. — 2.tens Es wird von A aus an B N_1 Pferd u. an C N_2 Pferd abgegeben u. die Welle v. A läuft noch mit $N - N_1 - N_2$ fort.

3.tens Es wird von einer Welle die N Pferde transmittirt N_1 Pferd abgegeben, so daß also $N - N_1$ Pferd in der Welle fortgehen.



Es sollen 3 Räder construirt werden für den Fall No 1.

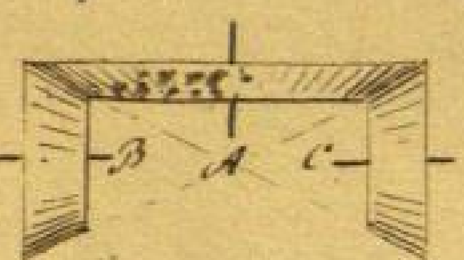
	A.	B u. C.
Es d	13	$\frac{13}{\sqrt[3]{4}} = 8,2$ cent. (i=2)
Durchm. der imag. Welle A für die Leistung der Zähne		$= \frac{13}{\sqrt[3]{2}} = 10,4$
Relative Größe	6	4
R u. r	$6 \cdot 10,4 = 62,4$	$\frac{1}{2} \cdot 62,4 = 31,2$
$\beta =$	$1,33 \cdot 10,4 = 138$	13,8

	A.			B u. C.	
Anzahl der Zähne	84	———	———	42	———
" " Arme	6	———	———	4	———
Höhe der "	$0{,}94 \cdot d = 12{,}22$	———	———	$1{,}08 \cdot d = 8{,}85$	———
Holz { Länge	$p + 0{,}06 R = 16{,}5$	$1{,}8 + 0{,}06 \cdot 2{,}2$	$=$	$15{,}7$	———
Dicke d. Holz	$\frac{3}{4} d = 16$	———		$\frac{5}{4} \cdot 8{,}2$	- - -
Mittelwirke	$0{,}5 + \frac{1}{5} 18$	———	———	$\frac{1}{2} + \frac{1}{5} \cdot 8{,}2$	———

Bei Kegelrädern müssen die Geschwindigkeiten der getriebenen Räder (wenn 2 durch 1 Rad getrieben werden) immer gleich sein, da die Mittelpunkte der Kegel in einem Punkte liegen müssen. Es sei für Welle A $N = 24$ $n = 48$

" B $N = 16$ $n = 96$

C $N = 8$ $n = 96$.



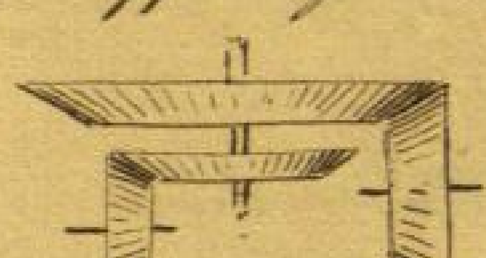
So müssen wir suchen ist werden die Zähne von A, B u. C für $N = 16$ . . $n = 48$

Arme v. A für . . . . . . ——— $N = 24$ . . $n = 48$

Arme von B für . . . . ——— $N = 16$ $n = 96$

Arme von C für . . . . $N = 8$ $n = 96$.

Da es aber billiger ist, B u. C nach einem Modell gießen zu können, so macht gewöhnlich B u. C gleich. Oder, damit bei sehr großen Differenzen von Rädern keine Mißverhältnisse entstehen, wenn wir die Zähne v. B so stark machen und die Arme so schwach, nimmt man zwei Räder auf einer Axe. ——— ——— .



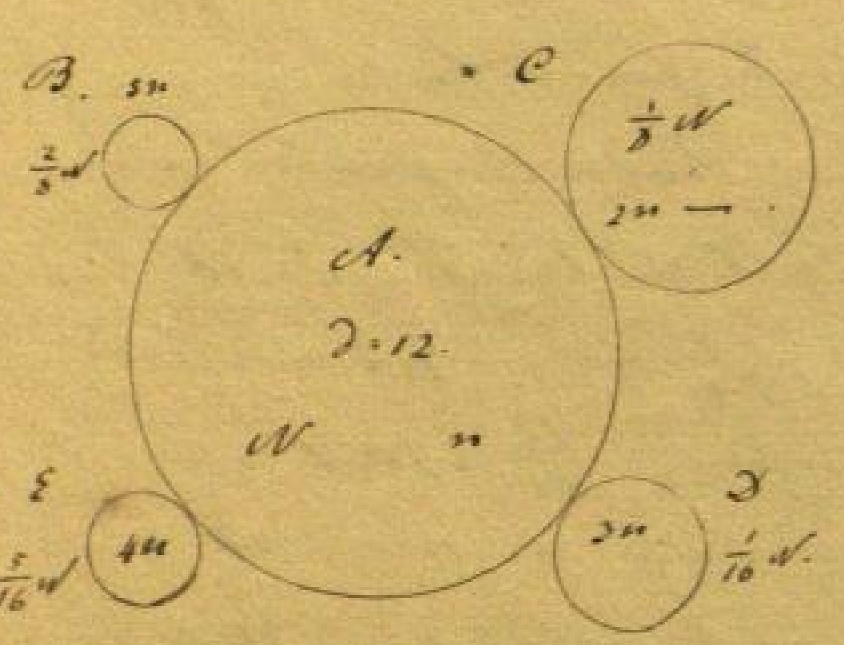
Es soll ein Rad A von N Pferde u. n Umdrehungen 4 Räder B C D u. E mit verschiedenen Verhältnissen von Kraft treiben und $\frac{1}{4}$ N soll noch in der Welle von A fortlaufen.

Welle von A $= 12$

" " B $= 12 \sqrt[3]{\frac{2}{5 \cdot 8}}$, C $= 12 \sqrt[3]{\frac{1}{2 \cdot 8}}$

" " D $= 12 \sqrt[3]{\frac{1}{3 \cdot 16}}$, E $= 12 \sqrt[3]{\frac{1}{4} \cdot \frac{5}{16}}$

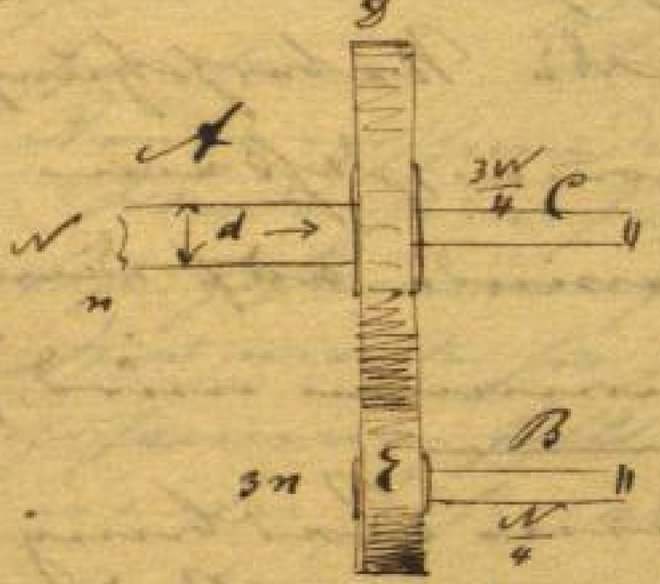
Genau an der Welle v. A: $d = 12 \sqrt[3]{\frac{3}{16}} = 8{,}2$



R v. A: $8 \cdot 8{,}2 = 66$ (wenn 8fache), R v. B $= \frac{66}{5}$, v. C $= \frac{66}{2}$, v. D $= \frac{66}{3}$, v. E $= \frac{66}{4}$ —

Nachtrag.

Zweiter Fall.



Es werde von A aus $\frac{1}{4}N$ auf B übertragen und $\frac{3}{4}N$ bleibe noch in C zurück.

d sei = 16, und E mache 3n Umdrehungen wenn D, n macht.

$$\left(\frac{d}{C}\right) = \left(\frac{d}{A}\right)\cdot\sqrt[3]{\frac{3}{4}} = 16\sqrt[3]{\frac{3}{4}} = 14,5$$

$$\left(\frac{d}{B}\right) = \left(\frac{d}{A}\right)\cdot\sqrt[3]{\frac{1}{4}} = 16\sqrt[3]{\frac{1}{4}} = 6,98.$$

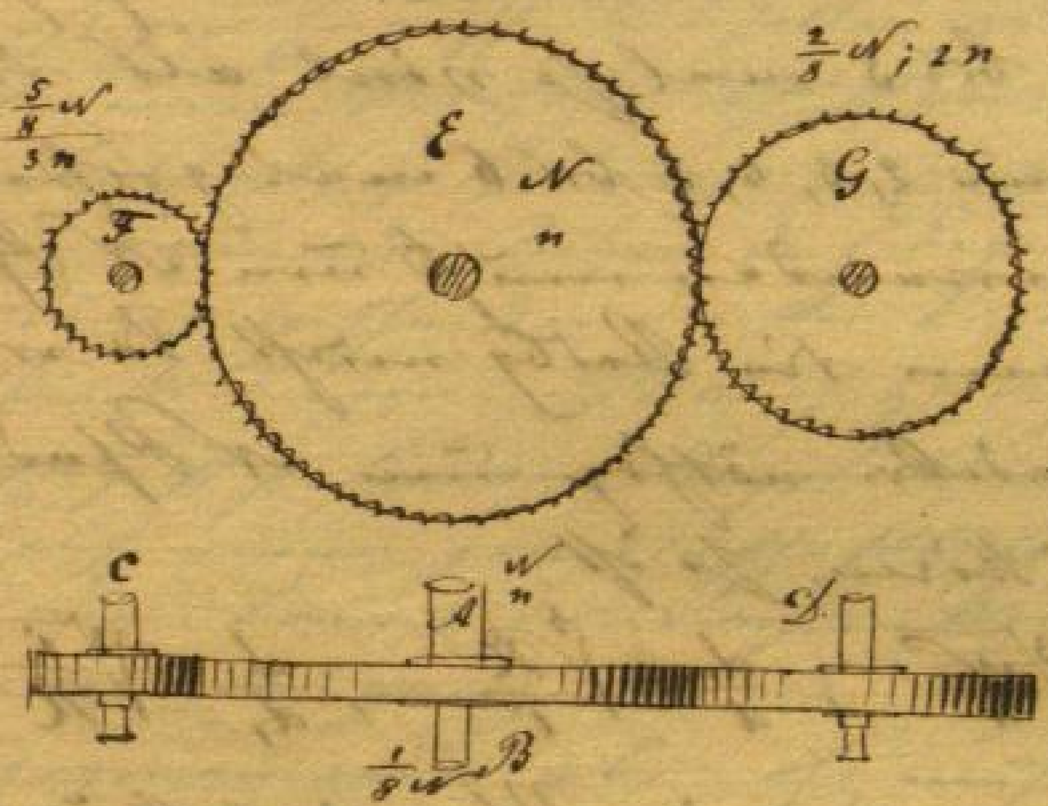
Ideale Welle von D wornach die Arme und Zähne zu construiren sind $= 16\sqrt[3]{\frac{N}{4\cdot n}}$, $\left(\frac{D}{\delta}\right) = \left(\frac{d}{B}\right)\sqrt[3]{\frac{3N}{4n}\cdot\frac{n}{N}} = \left(\frac{d}{B}\right)\sqrt[3]{\frac{1}{4}} = 6.98\sqrt[3]{\frac{1}{4}} = 10$

$\frac{R}{\left(\frac{D}{\delta}\right)} = 7$ $\frac{\beta}{\alpha} = 6$, $\beta = 12,3$, $\left(\frac{R}{E}\right) = 2,33\cdot 6,98 = 16,26$

Anzahl der Zähne für D = 102, für E = 34.

Dritter Fall.

Von A aus soll eine Kraft N auf C, D und B übertragen werden und zwar auf C, $\frac{5}{8}$, auf D, $\frac{2}{8}N$.



Wirkliche Dicken.			Ideale Dicken.		
A.	—	20	Zähne E	$20\sqrt[3]{\frac{5}{8}}$	= 17
B.	$20\sqrt[3]{\frac{1}{8}}$ –	10	Arme E	$20\sqrt[3]{\frac{7}{8}}$ –	19
C.	$20\sqrt[3]{\frac{5}{8}\cdot\frac{1}{3}}$	12			
D	$20\sqrt[3]{\frac{2}{8}\cdot\frac{1}{2}}$	= 10			

Halbmesser.			Zähne	B	N
E.	6.17	= 102	E –	22,6	84
F.	2.17	= 34	F –	—	28
G	3.17	= 51	G.	dito	42

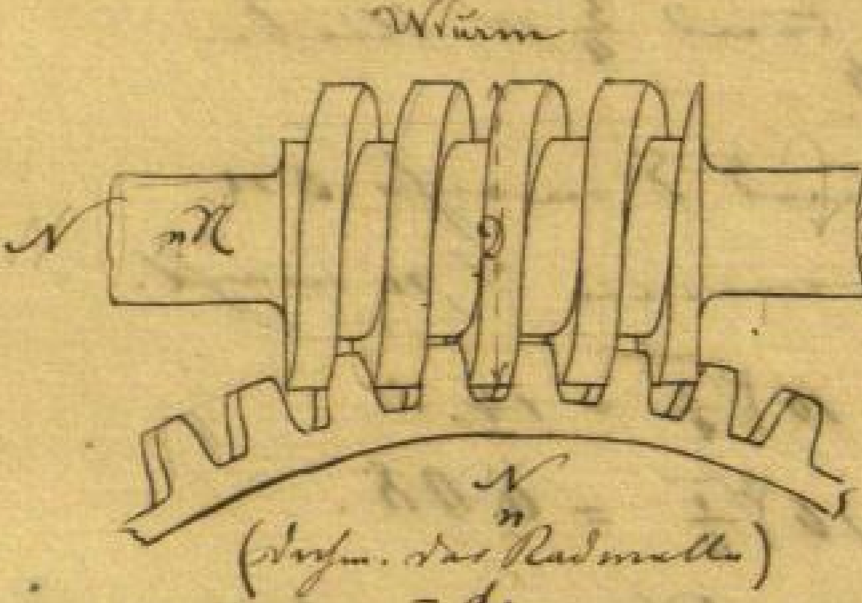
Arme

	Anzahl		h
E	6	—	17,9
F –	$\frac{34}{12} = 3$	—	14,1
G. –	$\frac{51}{10} = 5$	—	10

Kommt man in ähnlichen Fällen auf abnorme Verhältnisse zwischen Zähnen und Armen, so nimmt man am besten zwei Räder E wofür die Verhältnisse dann normaler werden!

Nachtrag.

Schraube ohne Ende.



die Zahl der Zähne des Rades ist zugleich die Uebersetzungszahl (angenommen, daß ein einfaches Gewinde auf dem Wurm genommen wird.)

Wenn keine Reibung zwischen Wurm und Rad vorhanden wäre so hätte man

$d = 16\sqrt[3]{\frac{N}{\mathfrak{N} n}}$ und den Dicke der Radwelle

$d_1 = 16\sqrt[3]{\frac{N}{n}}$, woraus $\frac{d_1}{d} = \sqrt[3]{\mathfrak{N}}$

die Reibg beträgt aber bei diesem Mechanismus sehr viel; bei vollkommener Ausführung ist diese gerade so groß als die transmittirte Kraft selbst, bei unvollkommener Ausführung beträgt die Reibg 3, 4 bis 5 mal so viel als die Last, so daß man eine 2, 3, 4, 5 bis 6 mal größere Kraft am Wurm anwenden muß um N Pferde zu transmittiren, als wenn die Reibg nicht da wäre.

Hätte man zB. i N Pferdekr. nöthig um N Pferde auf das Rad zu transmittiren, so ist

$d = 16\sqrt[3]{\frac{iN}{n\mathfrak{N}}}$, $d_1 = 16\sqrt[3]{\frac{N}{n}}$, $\frac{d_1}{d} = \sqrt[3]{\frac{\mathfrak{N}}{i}}$, $\frac{d}{d_1} = \sqrt[3]{\frac{i}{\mathfrak{N}}}$

das heißt es wird d wegen der Rbg viel stärker

Es sei, $d_1 = 10$, $\mathfrak{N} = 20$, so ist wenn $\frac{\beta}{\alpha} = 4$ gen. wird

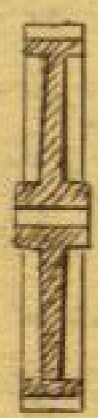
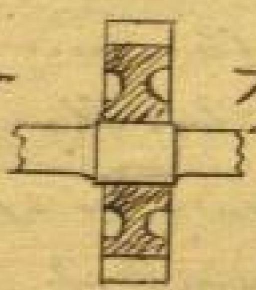
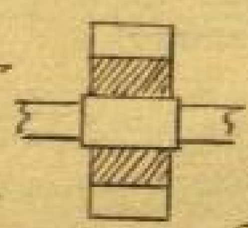
u. ~~4~~ $i = 3$, $d = 10\sqrt[3]{\frac{3}{20}} = 5,3$

$\frac{R}{d_1} = 2,7$ (aus der Tabelle für $\frac{\beta}{\alpha} = 4$, u. $\mathfrak{N} = 20$)

$\frac{\beta}{d_1} = 1,6$ $\beta = 1,6 \cdot 10 = 16$; $R = 27$, $D = 2\beta = 32$

Siehe weiteres in Heft 6. S. 57 u 58

Sehr große Räder werden aus einzelnen Stücken zusammengeschraubt. Da wir später bei den Wasserrädern, aber doch noch darauf zu sprechen kommen, so wollen wir hier von diesen Verbindungen nicht sprechen. Bei kleinen Rädchen läßt man die Arme verschwinden u. gießt sie als eine Scheibe Fig I. Werden sie noch kleiner, so daß Radkranz u. Hülse fast zusammenfallen, gießt man sie wie Fig II. Und werden sie so klein, daß Radkranz mit Hülse zusammenfällt, so macht man sie einfach, wie Fig III. wo die Zähne alsdann unmittelbar auf der Hülse aufsitzen, wie das fast bei allen Trieben der Fall ist.

Fig I  Fig II  Fig III 

Hier ist aber die Rede von Zahnrädchen.

Von den Lagerstühlen.

Überall, wo 2 oder mehrere Kegelräder in Eingriff sind, muß dafür gesorgt werden, daß sie auch auf die Dauer ihren richtigen Eingriff beibehalten. Denn senkt sich z. B. der Lager der einen Welle, ohne daß sich das des andern um ebenso viel mitsenkt, so ist der richtige Eingriff der Zähne gestört, da alsdann die Spitzen der Kegel, auf denen man sich die Räder geschnitten denken kann, nicht mehr in einem Punkt liegen. Man setzt daher die Lager aller in Eingriff stehenden Kegelräder, seien es 2 oder mehrere, auf einen gemeinschaftlichen Lagerstuhl.

Die Form u. die Construktion der Lagerstühle hängt natürlich ganz von der Anzahl und der Lage der Räder gegeneinander ab. Es muß daher, sowohl die Form, als auch die Dimensionen der Lagerstühle ganz dem Geschmack u. dem praktischen Gefühl des Construkteurs anheim gestellt bleiben.

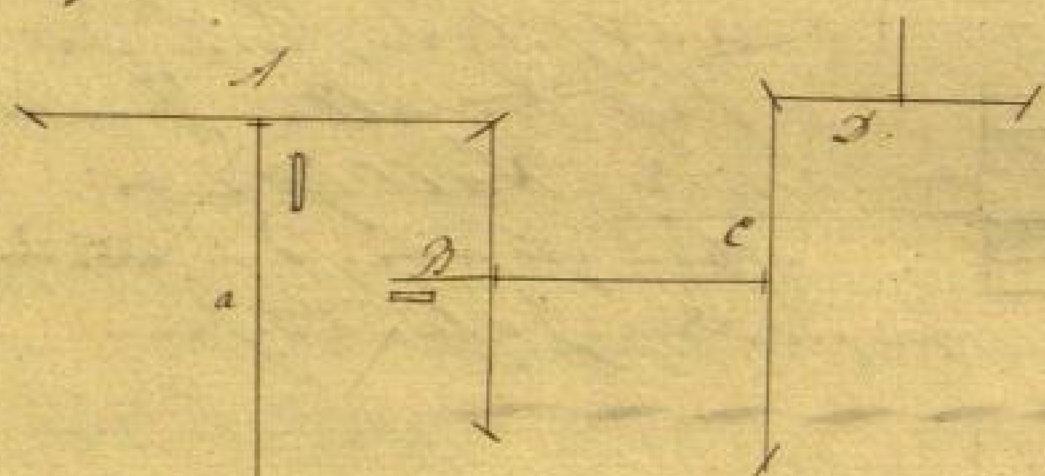
Wir wollen hier einige der häufigst vorkommenden Lagerstühle für 2 u. mehrere Kegelräder durchnehmen.

Es komme aus einer Turbine, die 100 Umdrehungen macht p. 1', und 40 Pferde Effect liefert, eine Welle a. Auf dieser Welle a sitzt ein Rad A; dieses überträgt

Die ganze Kraft von 40 Pferde an ein $\frac{3}{2}$ so großes Rad B welches auf einer Welle mit C sitzt.
C soll nun durch das Rad D die Kraft in die obern Werkmaschinen transmittiren.

Lagerstuhl für A u. B.

Es ist zu bemerken, daß, wenn man ein Lagerstuhl construirt, man immer zuerst die Lagerplatten für die Lager der Zapfen zeichnet, und diese alsdann gehörig durch Rippen u. Platten miteinander verbindet.



Aus d. Tabelle 69 Seite 46 erhalten wir die Durchmesser der Welle von A für $N = 40$ u. $n = 100$ $d = 12$. B macht $\frac{3}{2}$ mal so viel Umdrehungen also $\frac{3}{2} \cdot 100 = 150$ folglich ist für B

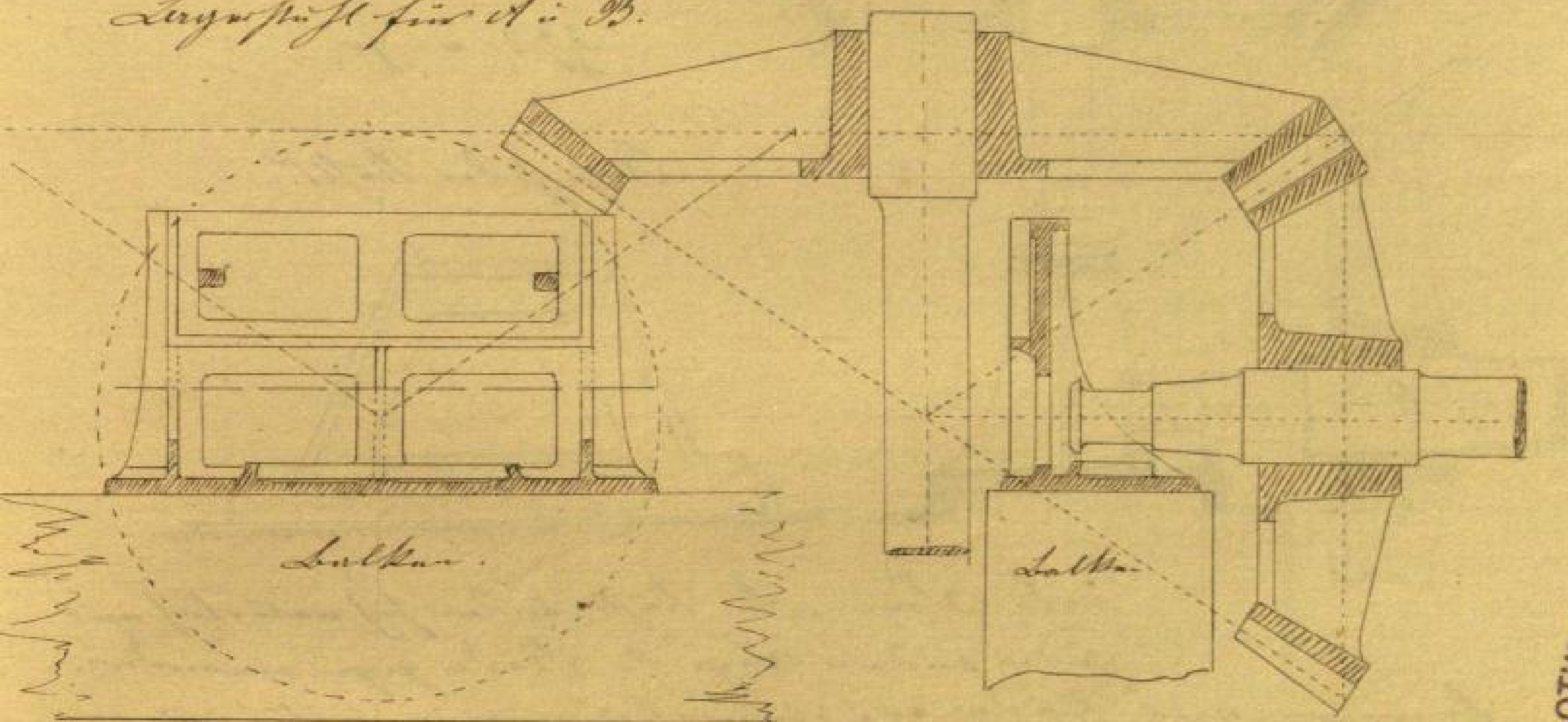
Da $N = 40$ $n = 150$ folg. $\frac{N}{n} = \frac{40}{150} = 0{,}266$ u. $d = 10{,}5$
D macht $\frac{3}{2}$ so viel Umdrehungen als C od. B folglich ist für d. der Welle die Durchmesser da $N = 40$ $n = \frac{3}{2} \cdot 150 = 225$, $\frac{N}{n} = 0{,}177$
$d = 9$. Wir erhalten also für die Räder A u. B.

A	B
$d = 12$	$d = 10{,}5$

Nehmen wir A als 5 fachen so ist für A u. B
$\frac{R}{d} = 5$ folg. $R = 60$ $\qquad \frac{R}{d} = \frac{40}{10} = 4$ da $R = 40$
Wir erhalten wir aus Tab. 84 S. 64 wenn wir $\frac{l}{d} = 6$ annehmen für Eisen auf Eisen $\frac{\beta}{d} = 1{,}458$ folg. $\beta = 17{,}49$ für A u. B
l nach S. 66 $= 17{,}49 + 3{,}6 = 21{,}09$ $\qquad l = 17{,}49 + 2{,}4 = 19{,}89$
$d_1 = \frac{5}{4} d = 15$ $\qquad d_1 = \frac{5}{4} d = 13{,}0$
$\delta = 0{,}5 + 4 = 4{,}5$ $\qquad \delta = 0{,}5 + 3{,}5 = 4$
Nehmen wir für A, 5 Arme so ist h nach S. 67 $= d = 12$
u. für B, 4 Arme so ist $h = 1{,}08 \cdot 10{,}5 = 11{,}3$ folglich
für A $\frac{1}{5} h = 2{,}4$ $\qquad$ für B $\frac{1}{5} h = 2{,}26$
Da A unterhalb keinen Zapfen bekommen kann, so müssen wir die Lagerplatte für $d = 12$ nehmen. Es ist dann nach Taf. VII $0{,}9 \cdot d_1$ (d_1 nach Tab. 78 S. 53 $= 15{,}9$ folglich) $= 0{,}9 \cdot 15{,}9 = 14{,}31 = 2$
$0{,}22 \cdot 15{,}9 = 3{,}49$ = Dicke der Lagerplatte. $\frac{1}{2}$ Länge derselben bis an die Ansätze $= 1{,}78 \cdot 15{,}9 = 28{,}3$. $l = 16{,}6$ nach S. 53

Der Durchmesser der Zapfens für Welle BC $= \frac{2}{3} \cdot D = \frac{2}{3} \cdot 10{,}5 = 7$.
Länge der Zapfens $= l = 9{,}94$ nach Tab. 78. S. 53, $d_1 = 9{,}5$
$0{,}9 \cdot d_1 = 0{,}9 \cdot 9{,}5 = 8{,}55$, $0{,}22 \cdot 9{,}5 = 2{,}09$ = der ~~Länge~~ Dicke der Platte
$1{,}78\, d_1 = 1{,}78 \cdot 9{,}5 = 16{,}9$ = der Länge der Lagerplatte
Nach Tab. 78 ist $l = 9{,}94$ = der Breite der " " —.

Lagerstuhl für A u. B.



Für den Lagerstuhl von C u. D erhält man die Dimensionen:

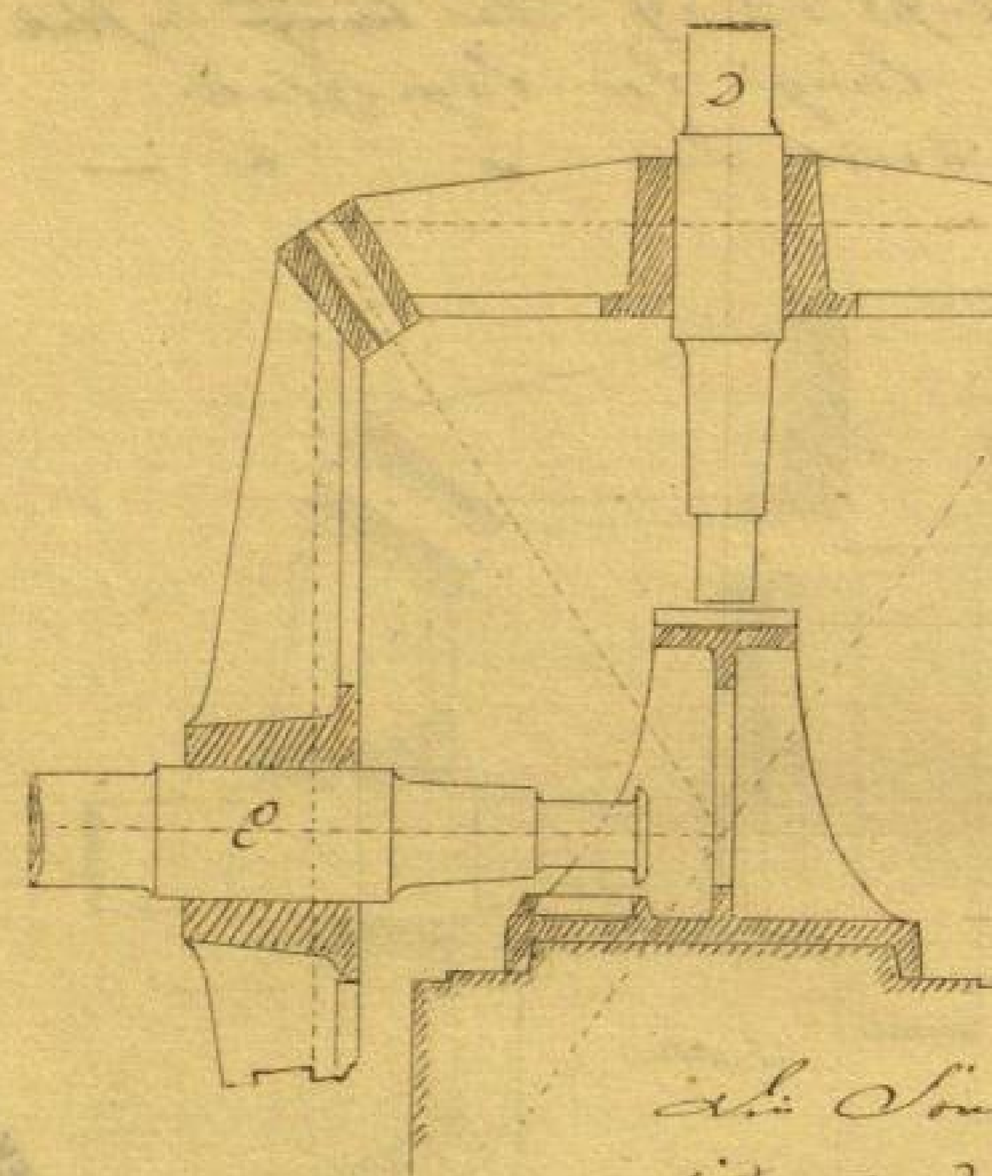
C.	D.
$D = \ldots\ 10{,}5$	$D = \ldots\ 9$
$\frac{R}{D} = 6$ folglich $R = 63$	$R = 42$ $\frac{R}{D} = 5$
$\frac{\beta}{D} = 1{,}33$ $\beta = 13{,}9$	$\beta = 13{,}9$
$l = 13{,}9 + 3{,}78 = 17{,}68$	$l = 13{,}9 + 2{,}52 = 16{,}42$
$d_1 = \frac{5}{4} D = 13{,}1$, $\delta = 0{,}5 + 3{,}5 = 4$	$d_1 = \frac{5}{4} D = 11{,}1$, $\delta = 0{,}5 + 3 = 3{,}5$
Conus 6 Arme $h = 0{,}94 \cdot 10{,}5 = 9{,}8$	Conus 5 Arme $h = 9$
Dicke der Säulenrippe $= \frac{1}{5} h = 1{,}96$	$\frac{1}{5} h = 1{,}8$
Zapfen von C $= \frac{2}{3} D = 7$	Zapfen für $D = \frac{2}{3} \cdot 9 = 6$
Länge desselben $= 9{,}9$	Länge ... 8.7
$d_1 = \ldots\ 9{,}47$	$d_1 = \ldots\ 8.2$

Demnach ist für die Lagerplatten: die Entfernung E der Zapfen von der Platte $E = 0{,}9\, d_1 = 8{,}46$ für C, $E = 1{,}35 \cdot 8{,}2 = 11{,}07$ für D
Dicke derselben $= 0{,}22\, d_1 = 2{,}06$ " " $0{,}24 \cdot d_1 = 1{,}96$ " "
halbe Länge derselben $= 1{,}78 \cdot 9{,}4 = 16{,}9$ $1{,}44\, d_1 = 11{,}8$ ....
Da für das sechste der Lager die Breite der Lagerplatte nicht gleich der Länge der Zapfens, wie bei den vorliegenden, so wird dies etwas folgend berechnet.
$b = d_1 + \frac{3}{4} d_1 = 8{,}2 + 6{,}15 = 14{,}35$. Auch muss der Zapfen für etwas

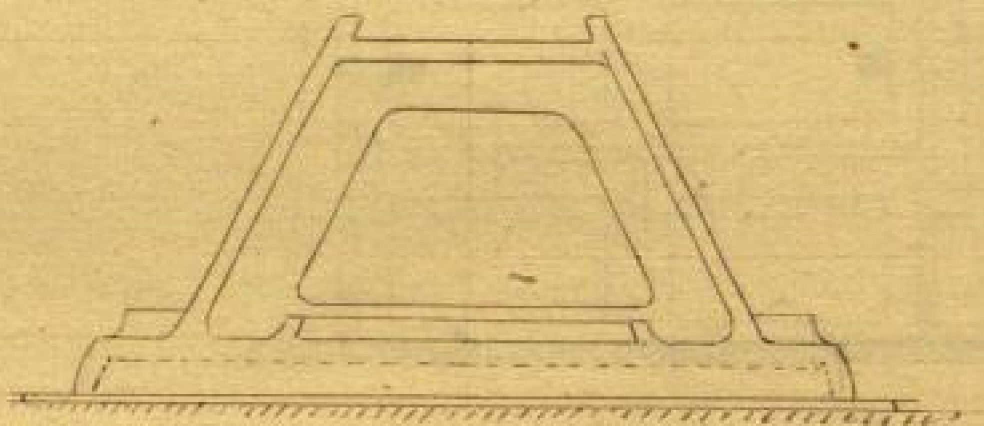
länger werden, als die Tabelle angibt, da der Ansatz aber nicht auf die Büchse aufstehen darf.

Lagerstuhl für die 2 Kegelräder C u. D

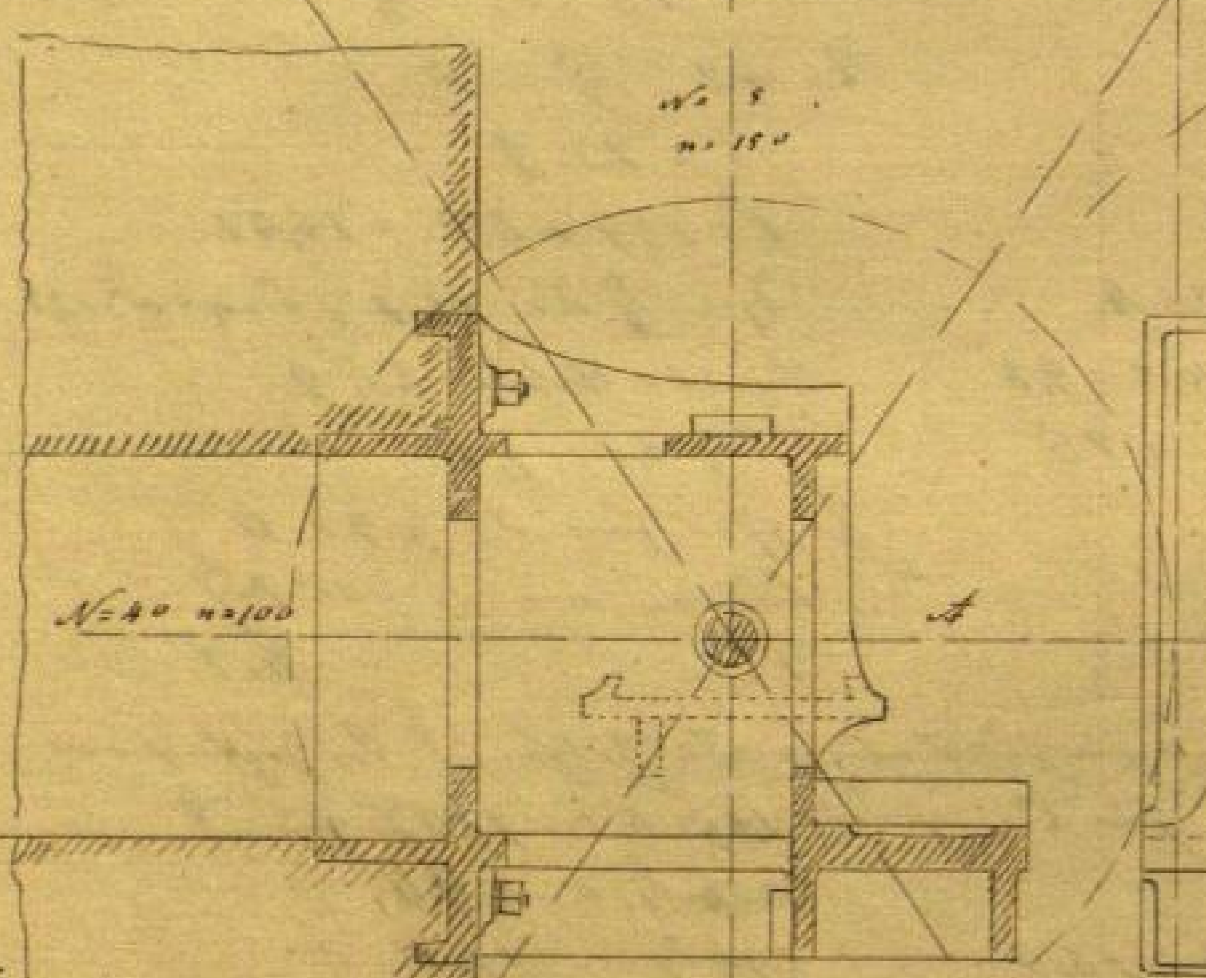
$\frac{3}{40}$ d. n. Gr.



Ansicht der Stütze.

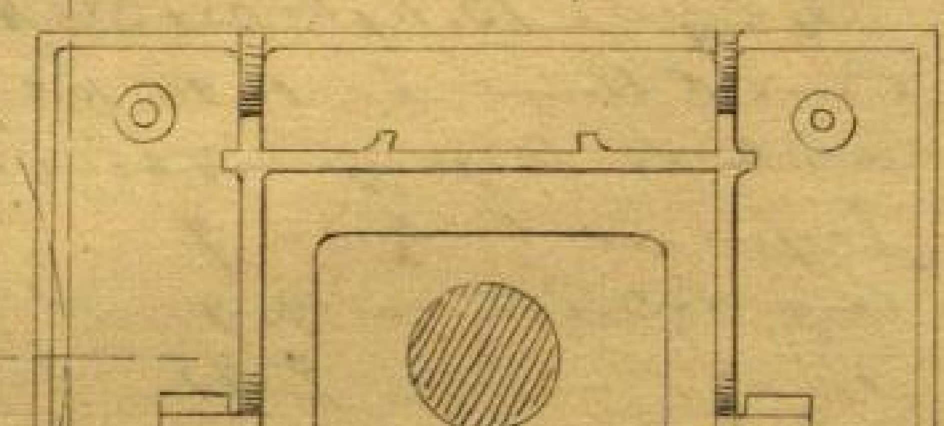


Die Form der Stühle ändern sich natürlich mit jeder andern Lage der Räder gegen einander. Kommen viel Räder auf einmal zusammen, so thut man am besten nach einem Rahmen zu greifen, worin man alsdann die verschiedenen Lager placirt, wie folgende Fig. zeigt.



Die Welle A giebt 4.5 = 20 Pferd an 4 kl. Wellen ab und läuft noch mit 20 Pferdekr. fort.

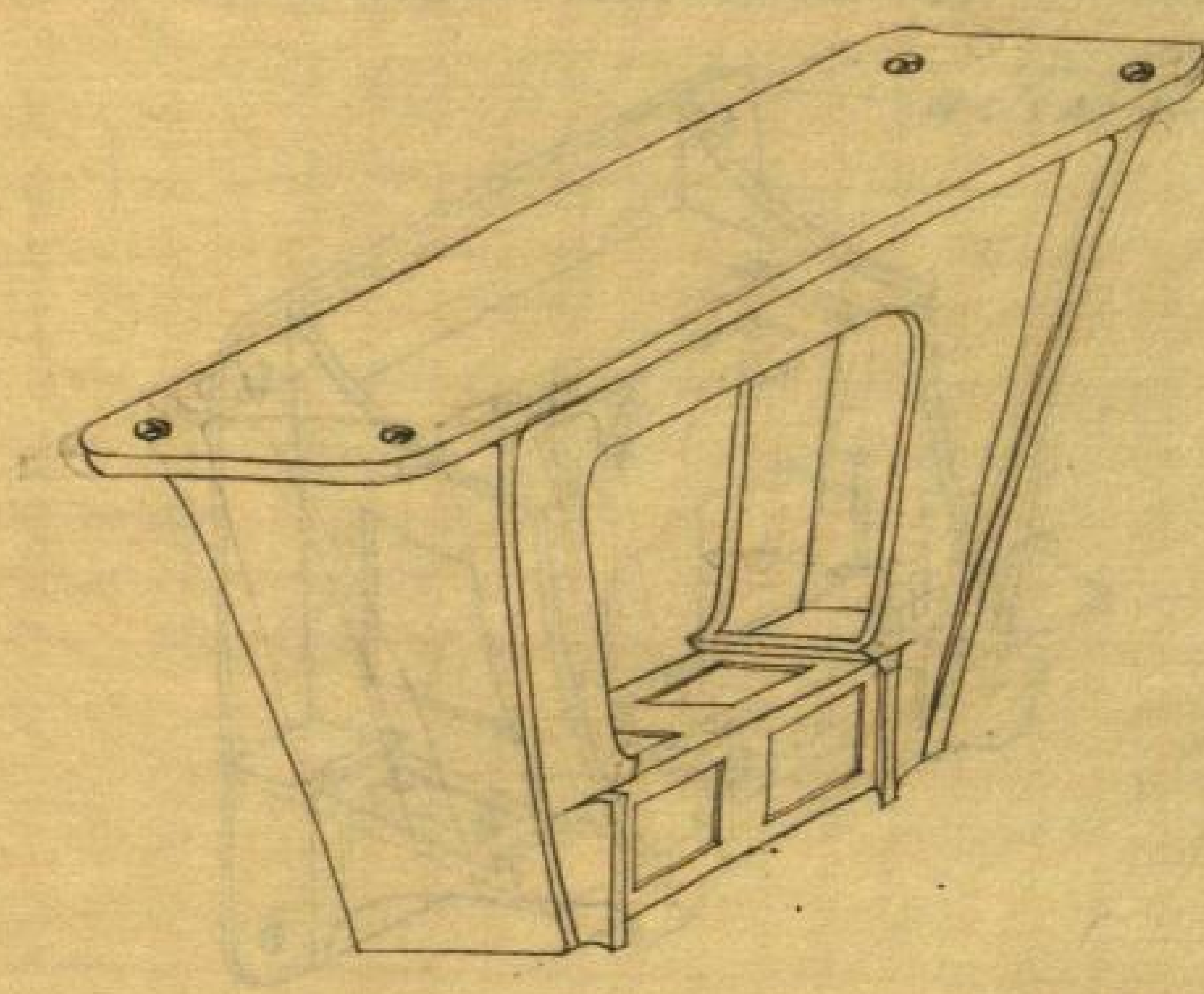
$\frac{1}{10}$ d. n. Gr.

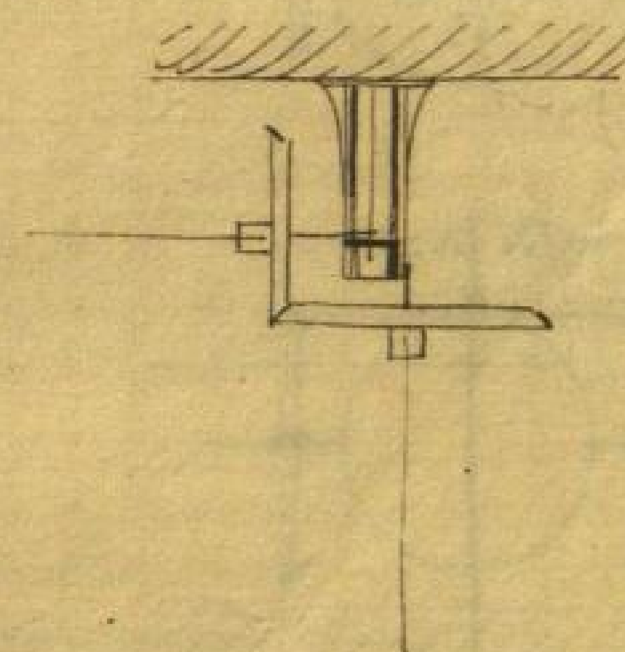


für diese d = 12

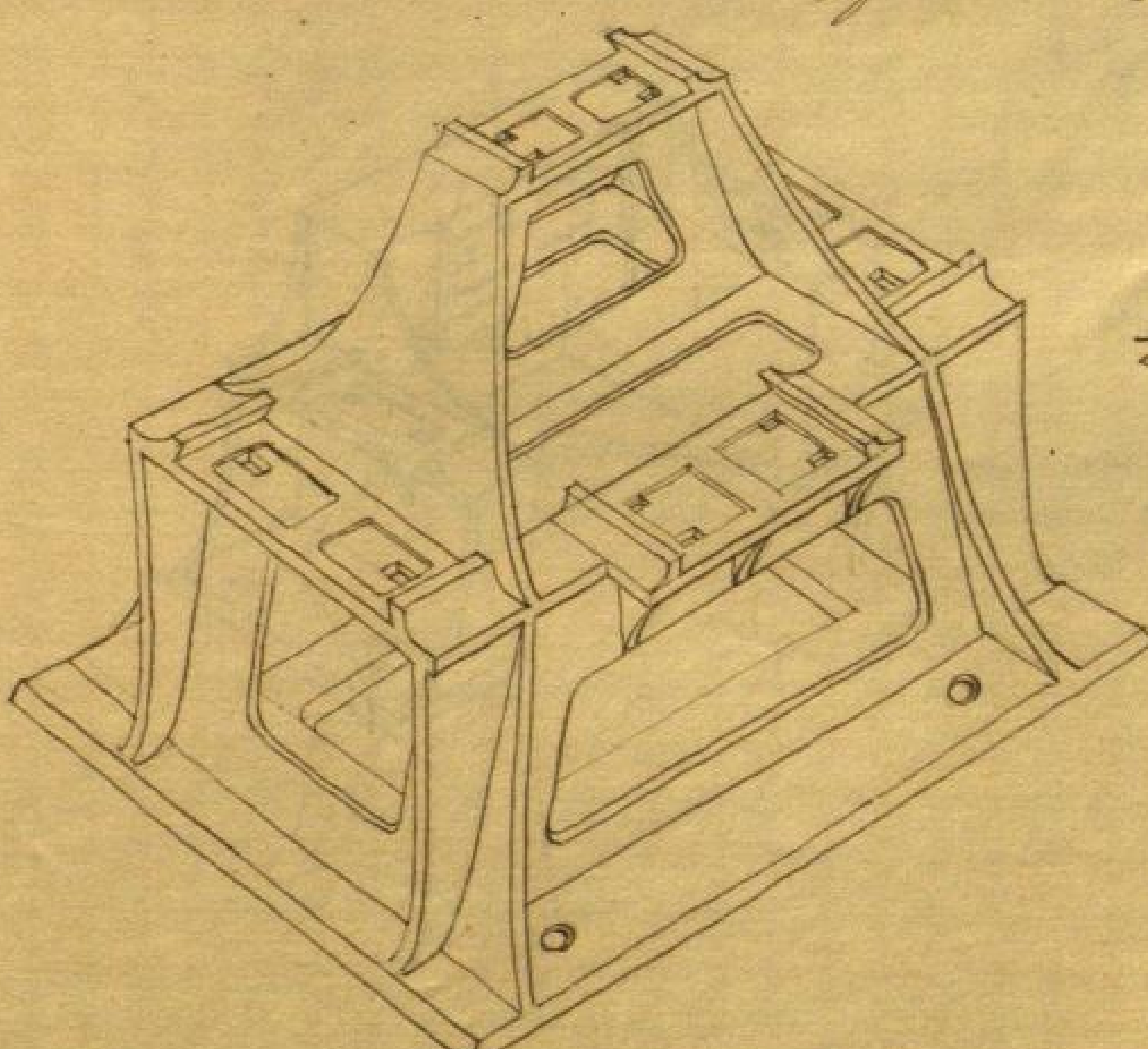
Zapfen für einen der 4 gleichen kl. Räder = 3,4 folglich die Dicke der Lagerst. für die letztern = 41.

Hänge
Lagerstuhl
für eine horizontale
und eine verticale Welle.

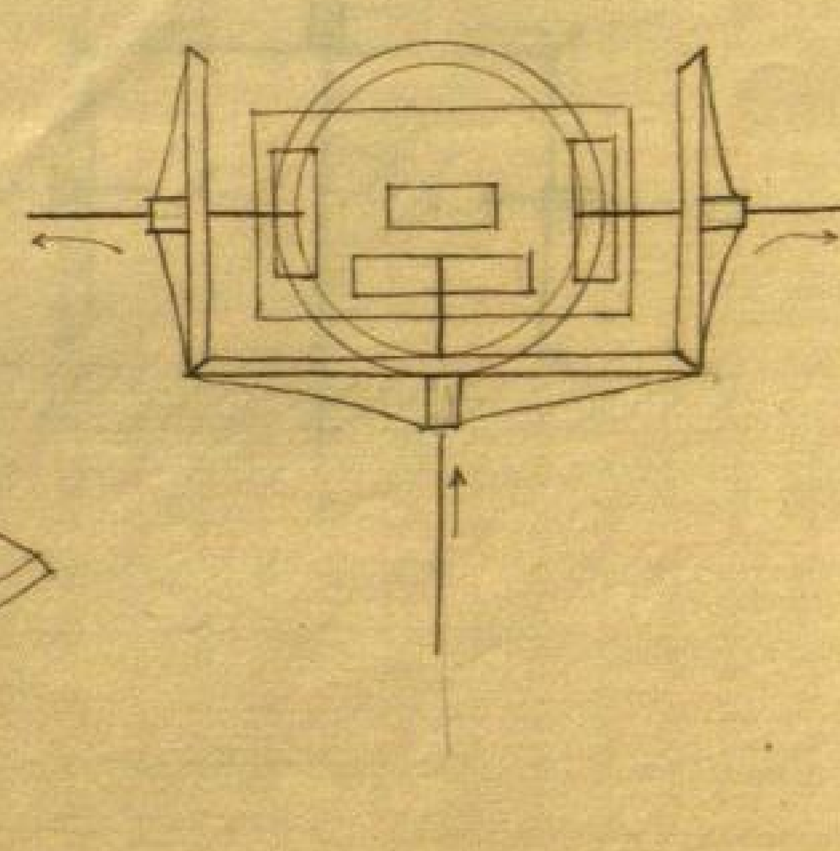




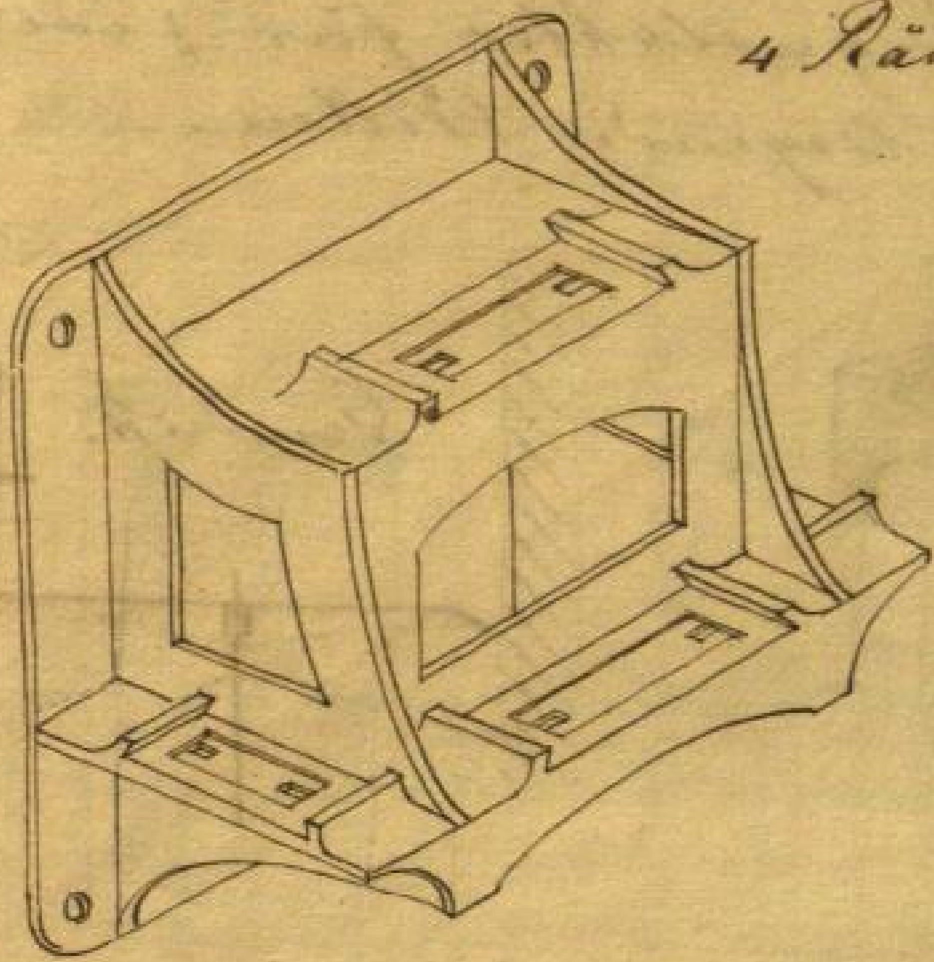
Isometrische Ansicht eines stehenden Lagerstuhles
für 3 horiz. u. 1 vertic. Welle.

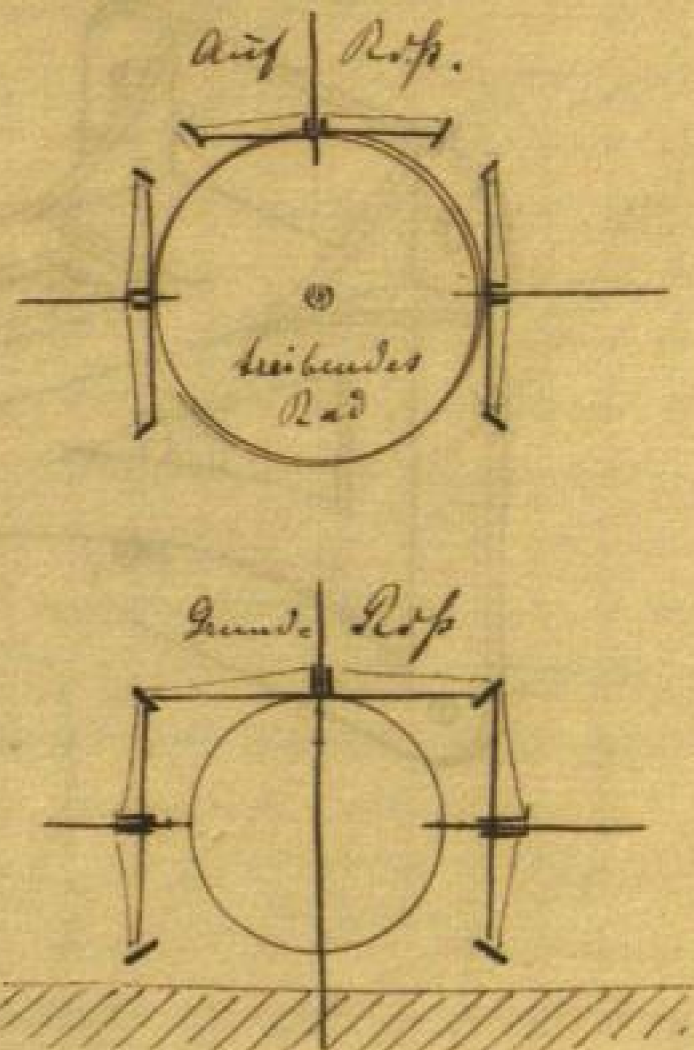


Grundriss

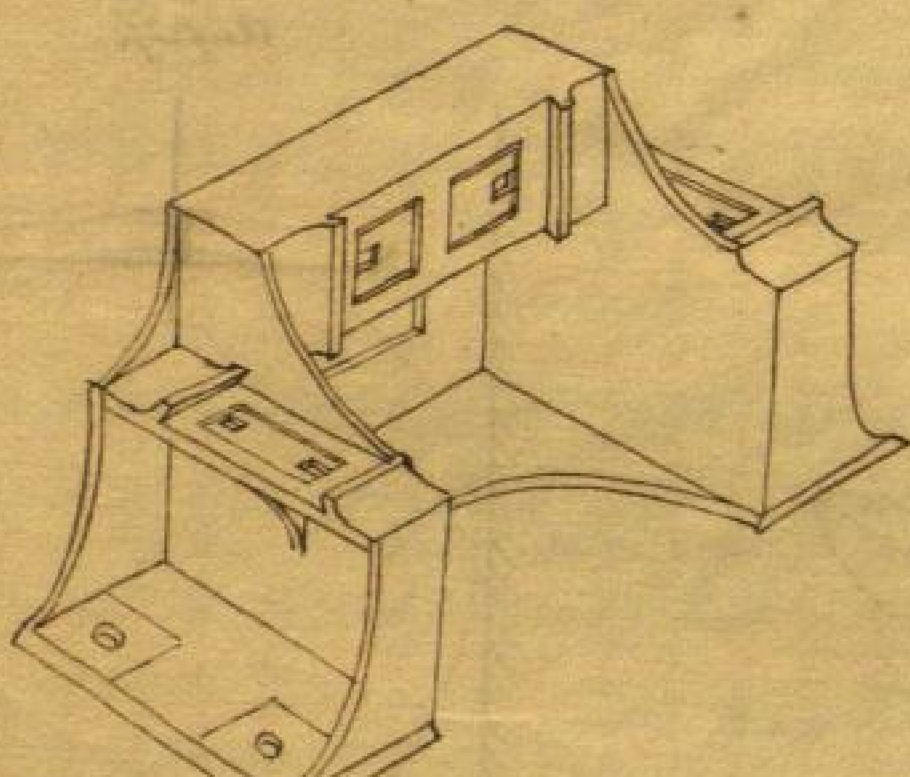


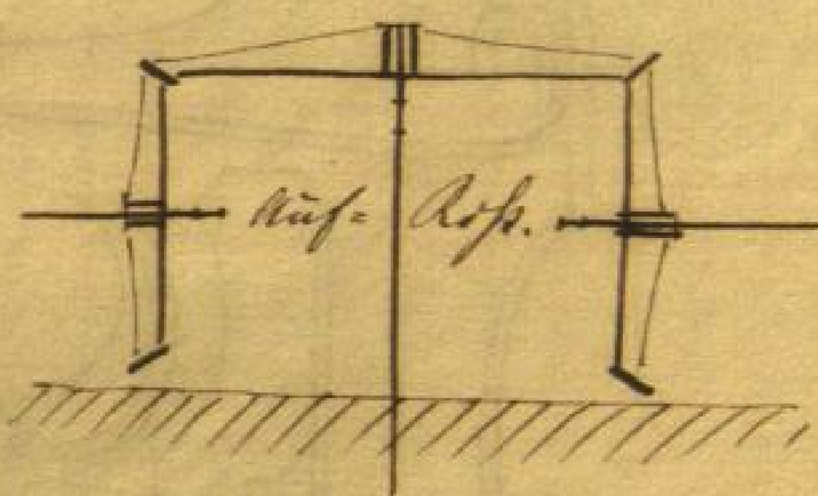
Isometrische Ansicht eines Lagerstuhls für 4 Räder.



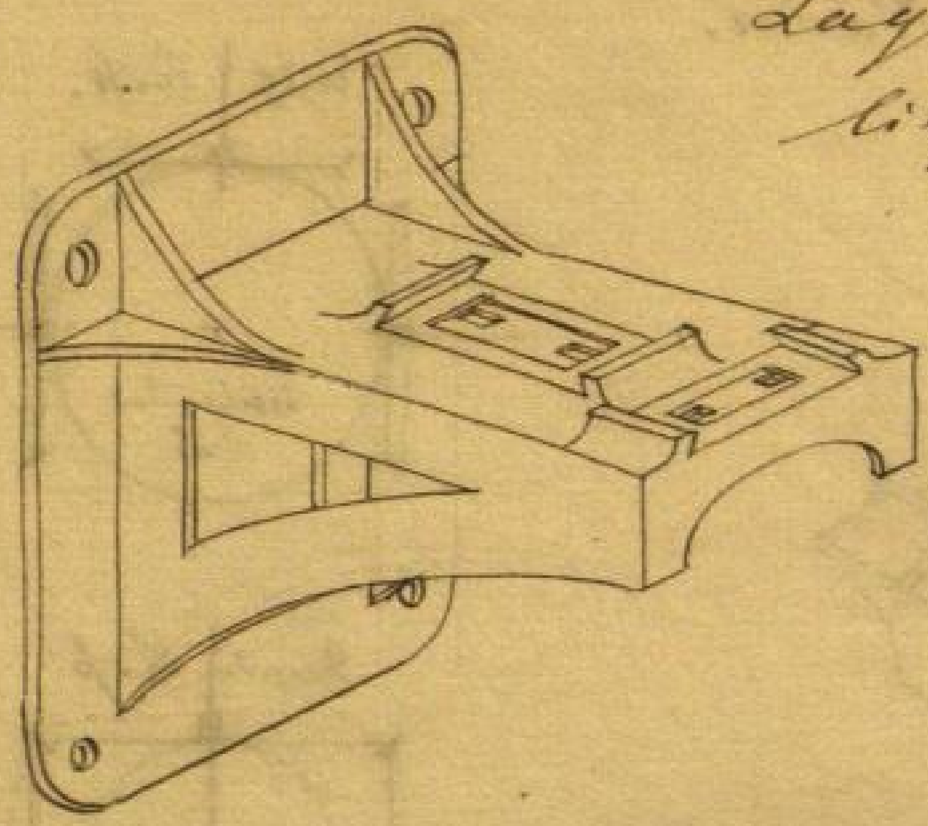


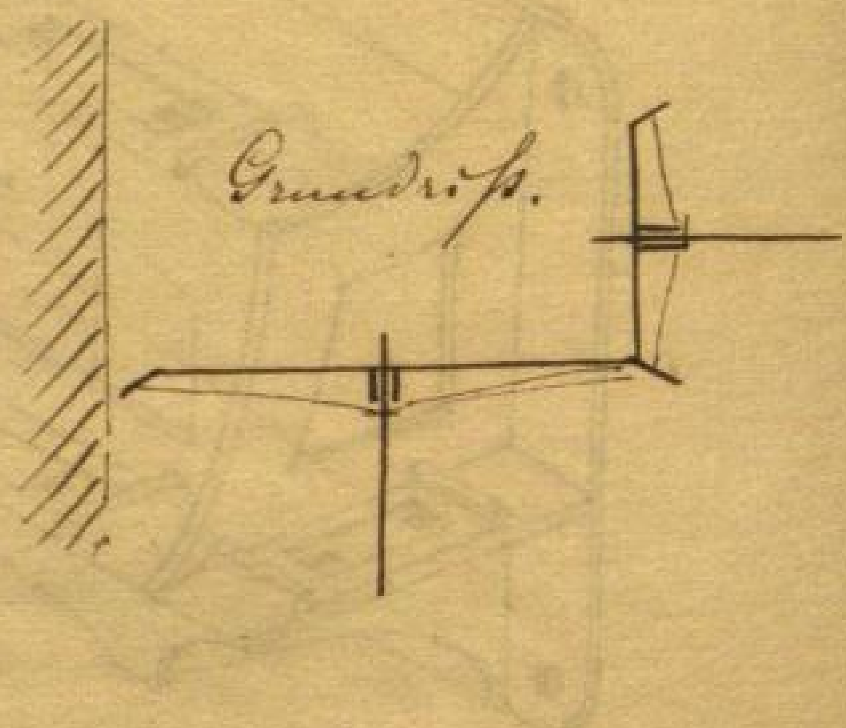
Isometrische Ansicht eines stehenden Lagerstuhles für 2 liegende und eine aufrechte Welle.



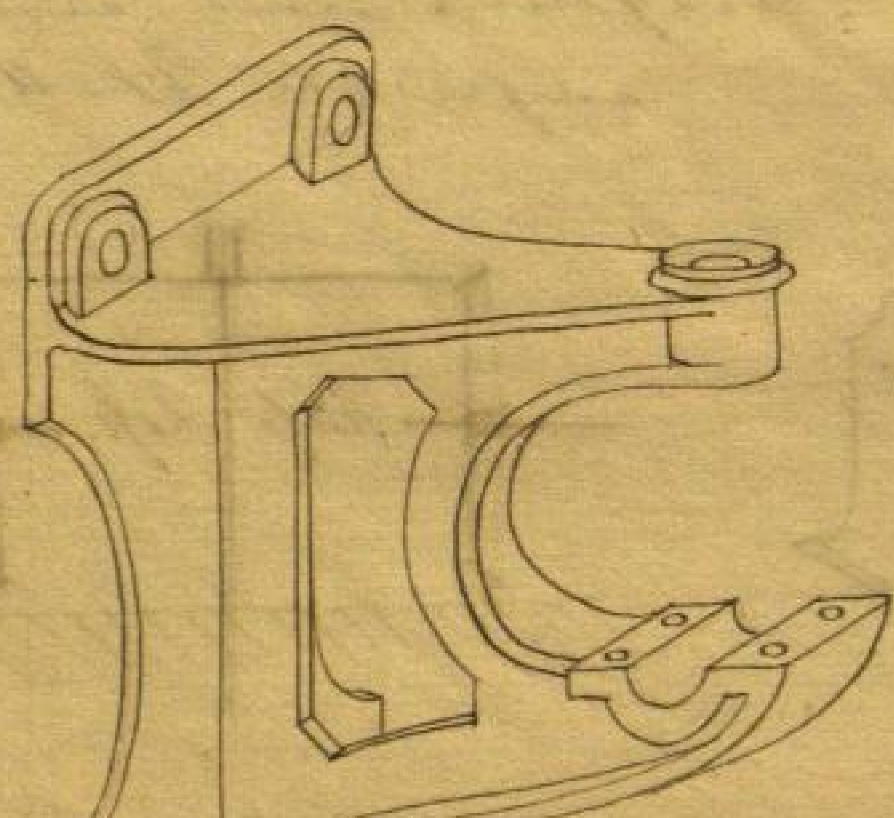


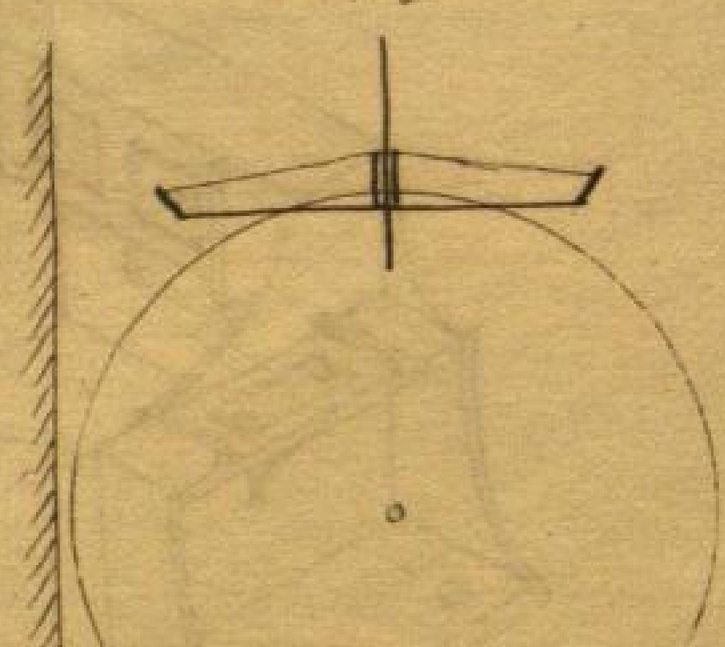
Isometrische Ansicht eines seitlich hängenden Lagerstuhles für zwei liegende Wellen.



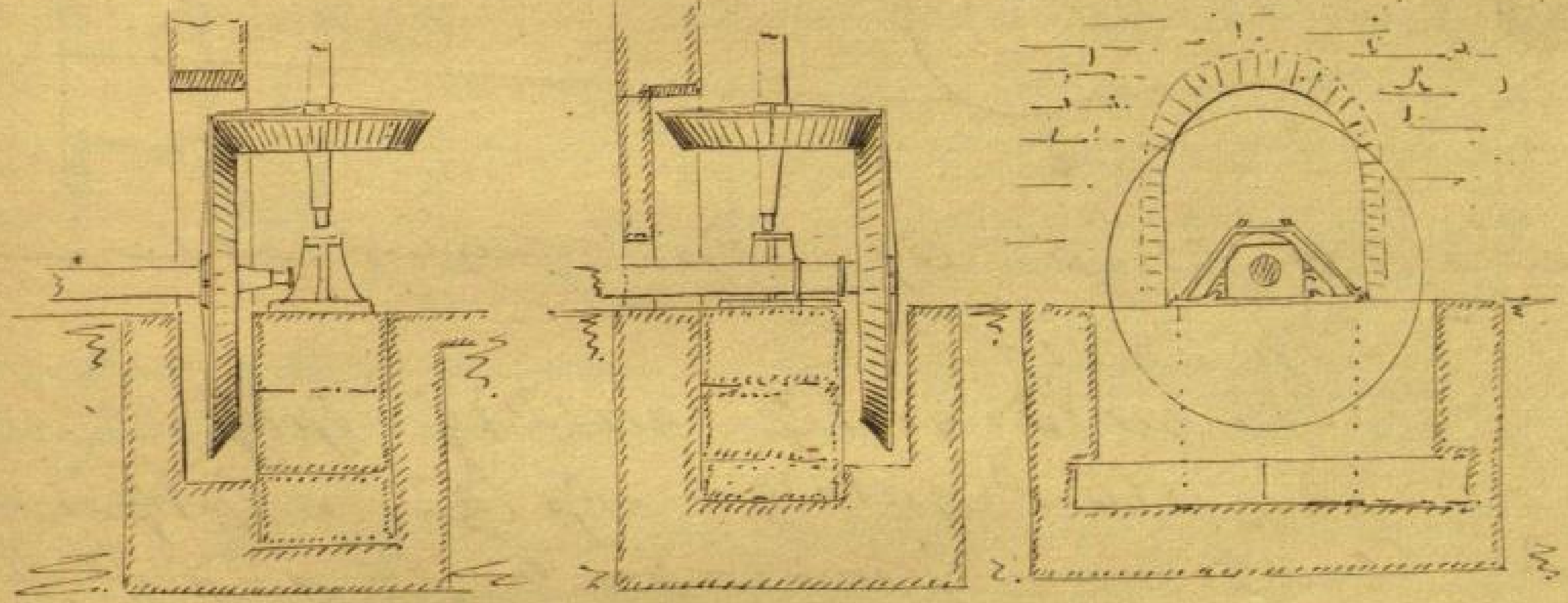


Isometrische Ansicht eines Wandlagerstuhles für 1 horiz. u. 1 verticale Welle.



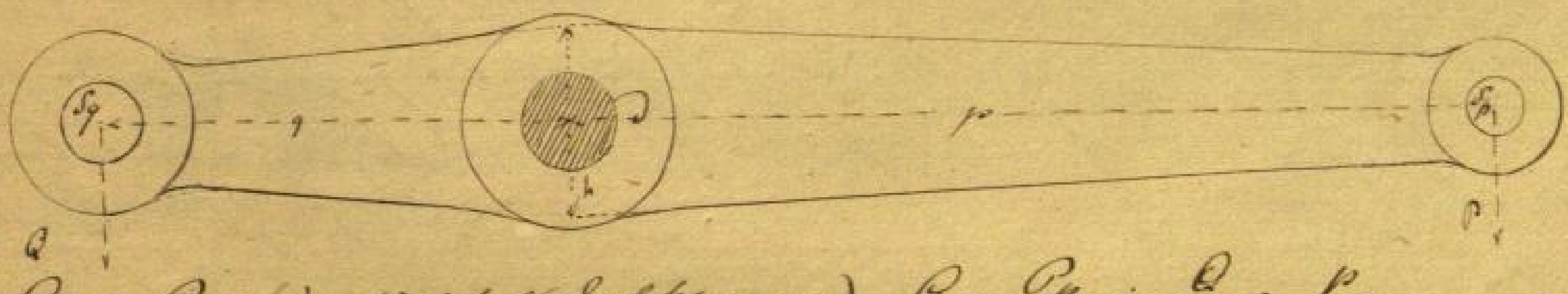


Die Anordnung für die 2 Räder C D mit Lagerstuhl kann je nach der Localität, allenfalls wie diese 2 sein — Mr. die Mauer Durchbrechen ist wird oben immer ein kleines Gewölb daraufgesetzt.



Berechnung der schmiedeisernen Hebel.

Sind Q u. P die an den Zapfen δq u. δp wirkenden Gewichte od. vertic. Kräfte, so muß für das Gleichgewicht sein:



$Qq = Pp$ (d. natürlich als Hebelstangen) $Q = \frac{Pp}{q}$ u. $\frac{Q}{P} = \frac{p}{q}$

Für die Zapfen hat man nach Seite 43.

1). $\delta p = 0{,}12\sqrt{P}$ $\delta q = 0{,}12\sqrt{Q}$

$$\delta = 0{,}12\sqrt{P+Q}.$$

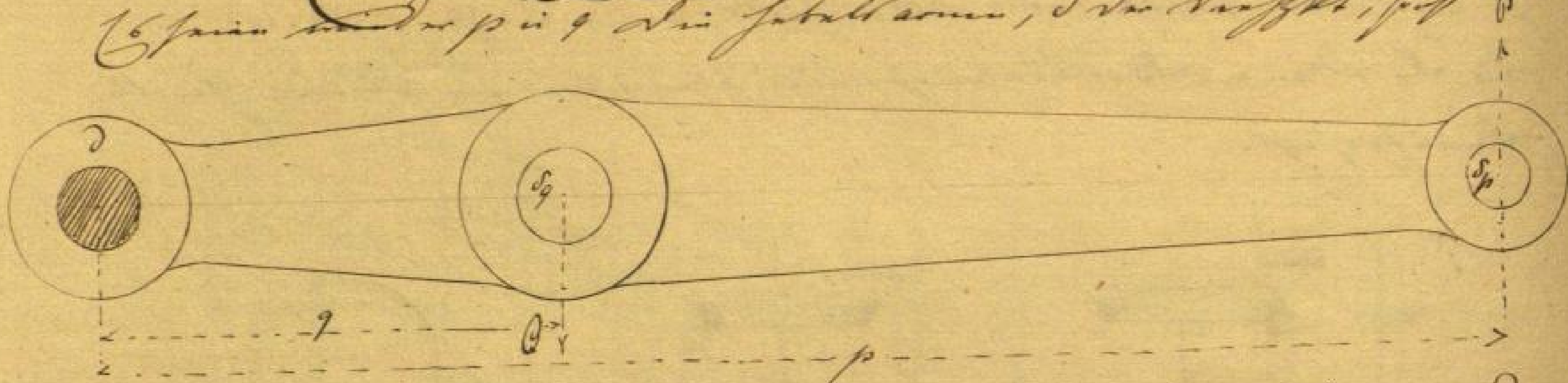
$\delta q = 0{,}12\sqrt{\frac{Pp}{q}} = \delta p\sqrt{\frac{p}{q}}$ (2 woraus man wenn δp gegeben ist δq leicht finden kann.

$\delta = 0{,}12\sqrt{P+Q} = 0{,}12\sqrt{P}\sqrt{1+\frac{Q}{P}} = \delta p\sqrt{1+\frac{p}{q}}$ (3

hiernach kann man auch δ berechnen, wenn δp u. das Verhältniß der beiden Hebelarme p u. q, od. ihre einzelnen Längen gegeben sind. Diese Art Hebel heißen zweiarmige Hebel, da die Arme zu beiden Seiten v. d liegen.

Einarmiger Hebel.

Es seien wieder p u. q die Hebelarme, d der Drehpkt., so ist



für das Gleichgewicht: $Qq = Pp$ folglich auch hier wieder

$$\delta_p = 0{,}12\sqrt{P}$$

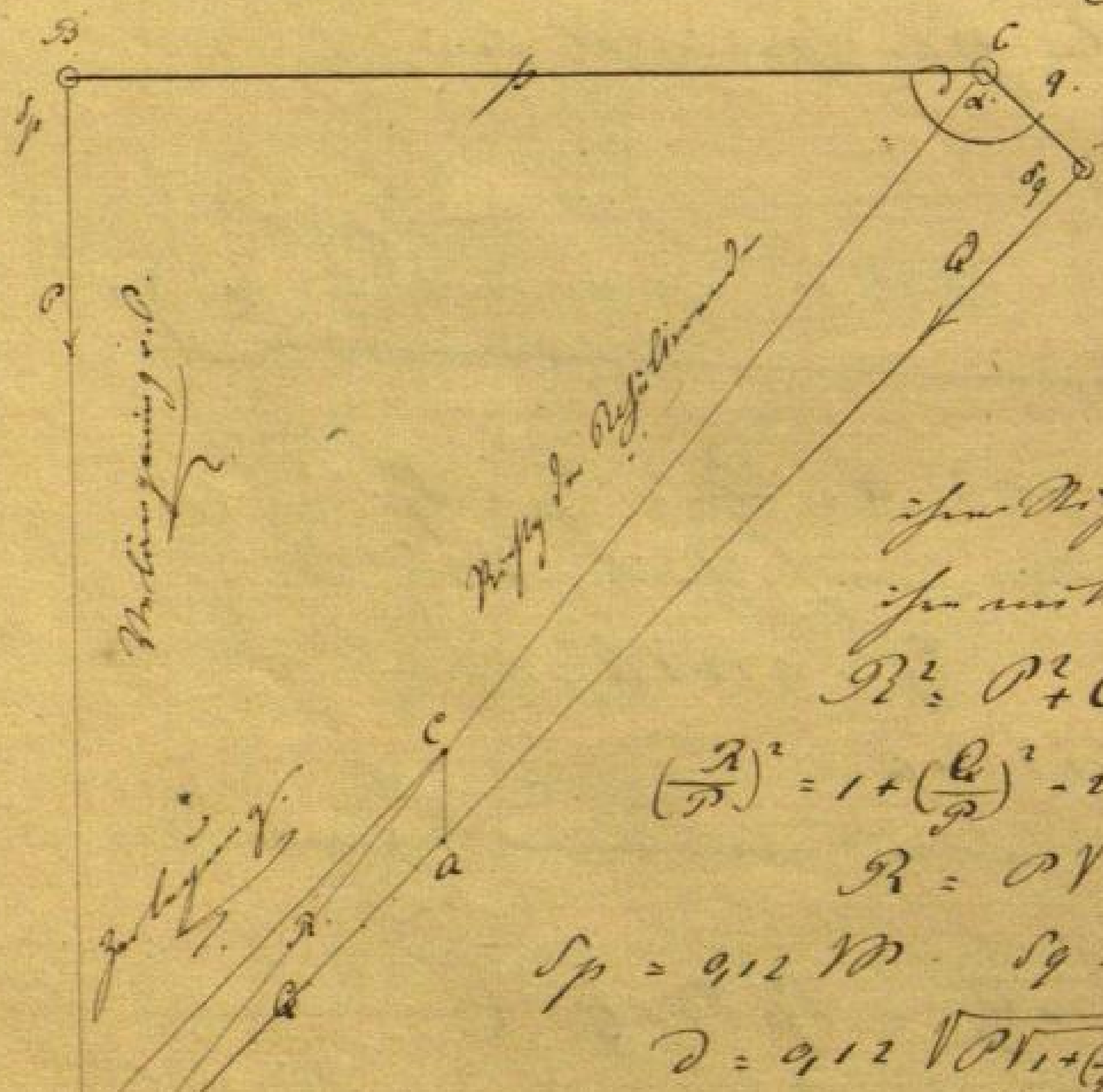
$$\delta_q = 0{,}12\sqrt{Q} = 0{,}12\sqrt{\frac{Pp}{q}} = 0{,}12\sqrt{P}\cdot\sqrt{\frac{p}{q}} = \delta_p\sqrt{\frac{p}{q}}$$

und $D = 0{,}12\sqrt{Q-P} = 0{,}12\sqrt{P}\sqrt{\frac{Q}{P}-1} = \delta_p\sqrt{\frac{Q}{P}-1} = \delta_p\sqrt{\frac{p}{q}-1}$

Wir haben also, wenn δ_p wieder gegeben ist (u. p u. q) die Formel

$D = \delta_p\sqrt{\frac{p}{q}-1}$ u. $\delta_q = \delta_p\sqrt{\frac{p}{q}}$ zur Berechnung von D u. δ_q.

Schmiedeeiserner Winkelhebel. —



Die Hebelarme seien wieder p u. q, die unter einem Winkel α gegen einander geneigt sind. P u. Q, die normal auf p u. q wirkenden Kräfte. Durch Verlängerung ihrer Richtungen u. durch Zerlegung erhält man ihre mittlere R., denn es ist:

$$R^2 = P^2 + Q^2 - 2PQ\cos\alpha \qquad \frac{Q}{P} = \frac{p}{q}$$

$$\left(\frac{R}{P}\right)^2 = 1 + \left(\frac{Q}{P}\right)^2 - 2\frac{Q}{P}\cos\alpha, \quad \left(\frac{R}{P}\right)^2 = 1 + \left(\frac{p}{q}\right)^2 - 2\left(\frac{p}{q}\right)\cos\alpha$$

$$R = P\sqrt{1+\left(\frac{p}{q}\right)^2 - 2\left(\frac{p}{q}\right)\cos\alpha}$$

$$\delta_p = 0{,}12\sqrt{P} \qquad \delta_q = 0{,}12\sqrt{Q} = 0{,}12\sqrt{\frac{Pp}{q}} = \delta_p\sqrt{\frac{p}{q}}$$

$$D = 0{,}12\sqrt{P\sqrt{1+\left(\frac{p}{q}\right)^2 - 2\left(\frac{p}{q}\right)\cos\alpha}}$$

$$(\S.\ 70)\ \ldots\ D = 0{,}12\sqrt{P}\sqrt[4]{1+\left(\frac{p}{q}\right)^2 - 2\left(\frac{p}{q}\right)\cos\alpha} = \delta_p\sqrt[4]{1+\left(\frac{p}{q}\right)^2 - 2\left(\frac{p}{q}\right)\cos\alpha}$$

Soll z. B. ein Winkelhebel construirt werden, so daß $P = 400$ k, $\frac{p}{q} = 6$ u. $\alpha = 150°$ ist, so haben wir: $\delta_p = 0{,}12\sqrt{400} = 2{,}4$ cm

Verbesserungen an Hahnen und Röhrenverschlüssen.

Fig I.

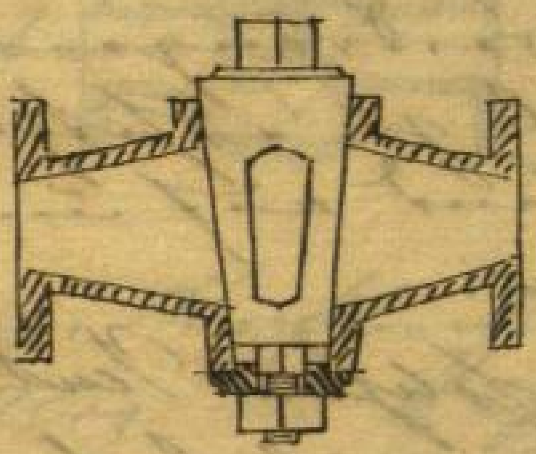
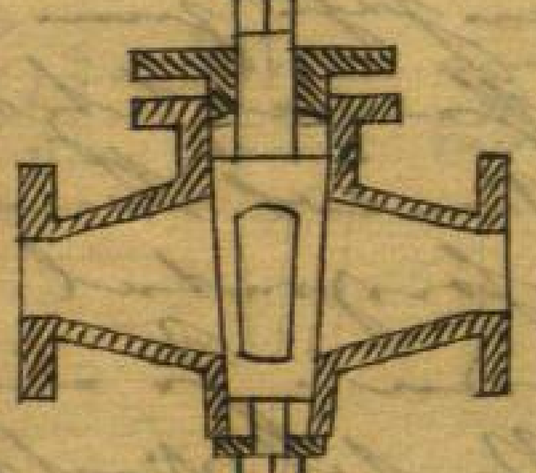
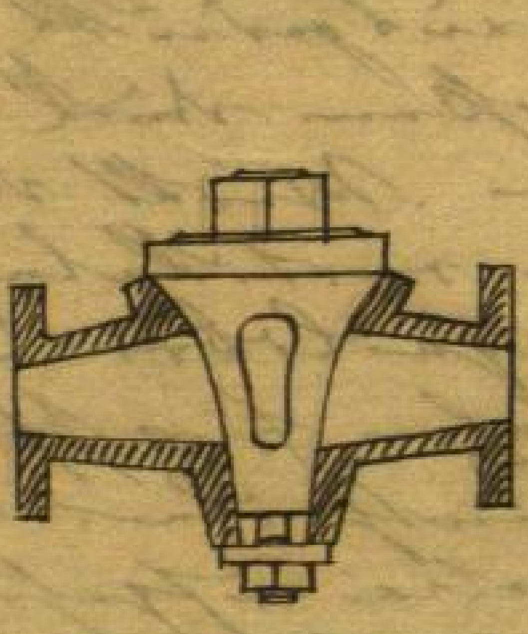


Fig I. ein gewöhnlicher gerader Conushahn. Propfen und Gehäuse gewöhnlich von Messing. Dieselben schließen nur so lange sie neu sind. Die Abnutzung der Flächen oben und unten ist ungleich. Oben ist die Bewegung größer als unten es muß daher nach kurzer Zeit die Pressung zwischen den Dichtungsflächen oben geringer sein als unten in dem Verhältniß als unten der Radius kleiner ist als oben. Die Folge ist daß diese Hahnen sehr bald undicht werden und man gezwungen ist entweder sehr fest anzuschrauben, so daß man sie nicht mehr drehen kann ohne die Schraube vorher zu lösen oder sie frisch einzuschleifen, was aus demselben Grund nicht leicht ist. Man sieht aus dem obigen, daß die Undichtigkeit aus diesem Grunde stets oben eintreten wird.



Man hat bei denjenigen Hahnen die empfindlicher sind, als die Wasserhahnen sich dadurch geholfen daß man den oberen Theil mit einer Stopfbüchse versah. In neuerer Zeit sieht man öfters Hahnen, die nach einer Curve abgedreht sind, welche gleiche Tangenten hat, so daß bei gleicher verticaler Abnutzung die Pressung (per □ unit) der Dichtungsflächen oben und unten gleich groß ist.



Besser und einfacher als die beiden letzten Methoden dürfte wohl der folgende ganz einfach cylindrische Hahn mit gespaltener Hülse sein.

für sehr langen Gebrauch ist jedoch auch dieser Hahn nicht mehr befriedigend.

In der neuesten Zeit sucht man die Hähne überall zu verdrängen und sie durch Ventile zu ersetzen die man mit der Hand auf und zu schrauben kann.

Fig II zeigt einen solchen Ventilhahn, der einen gewöhnlichen Conushahn in einer geraden Röhrenleitung zu ersetzen construirt ist. Damit das Ventil gut eingeschliffen werden kann ist die Mutter der Ventilspindel extra eingeschraubt. Das Ventil wird geöffnet indem man es an einem Handgriff der wie bei einem gewöhnlichen Hahn mit demselben verbunden ist, dreht

Fig 3. Ventilhahn der den gewöhnlichen Kolbenhahn zum Ablassen von Wasser ersetzen kann. Das Ventil kann vertikal oder horizontal angebracht werden. Im einen Fall wird das Ventil durch den Wasserdruck herausgedrückt und könnte bei großem Druck von selbst aufgehen. Wirkt das Ventil auf die vertikale Röhre so ist es equilibrirt.

Fig IV. Schmierhahn für schnelllaufende Maschinentheile. Der Ölbehälter ist extra aufgesetzt, so daß die Canäle bequem gebohrt werden können.

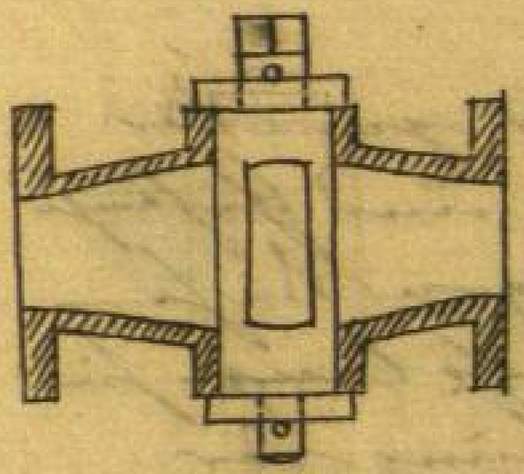
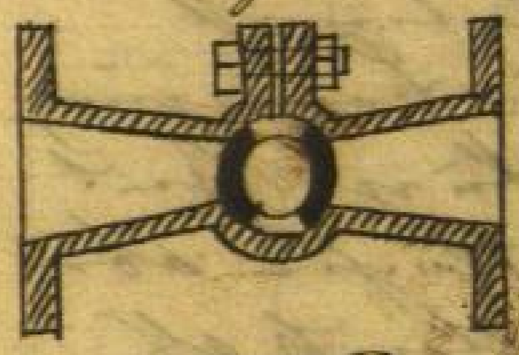


Fig I.



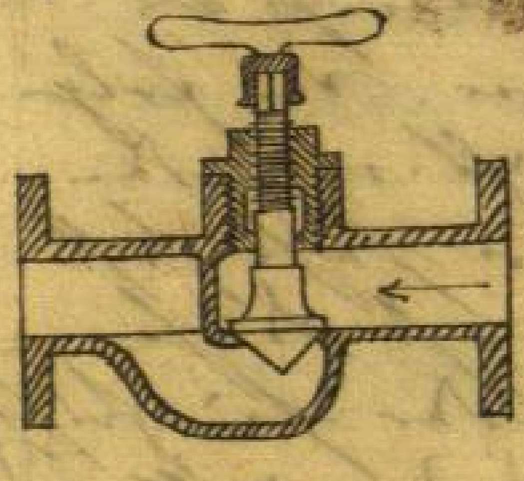


Fig II

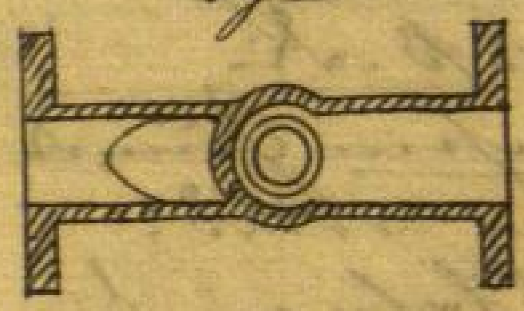


Fig III

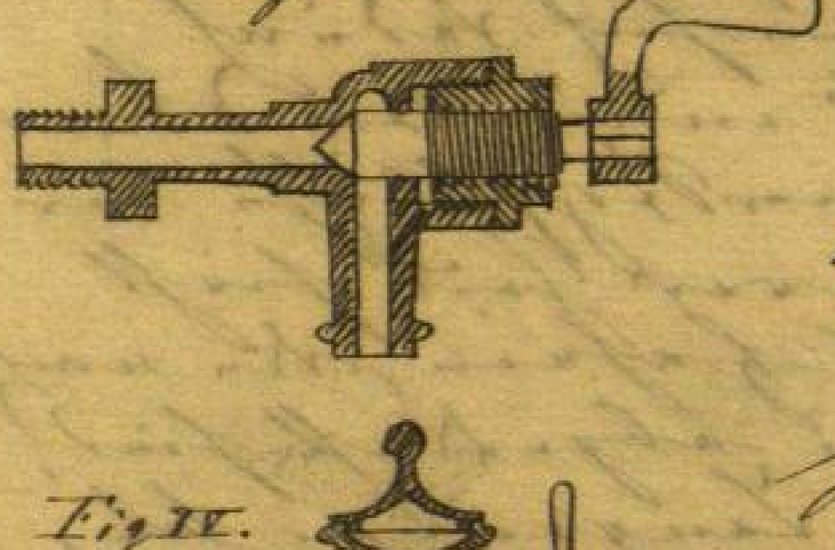
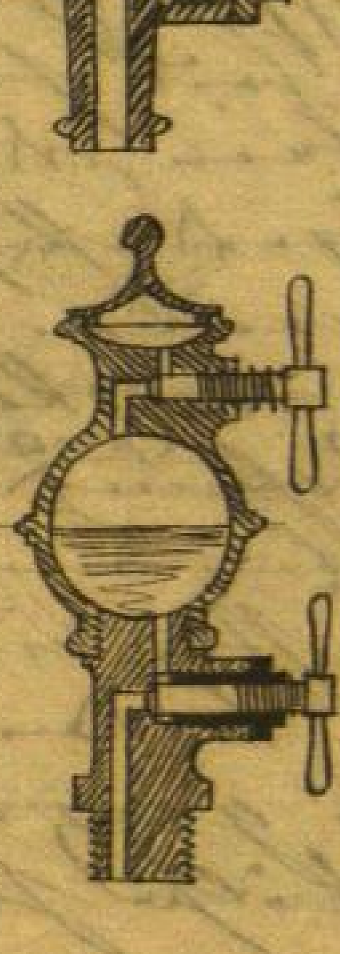
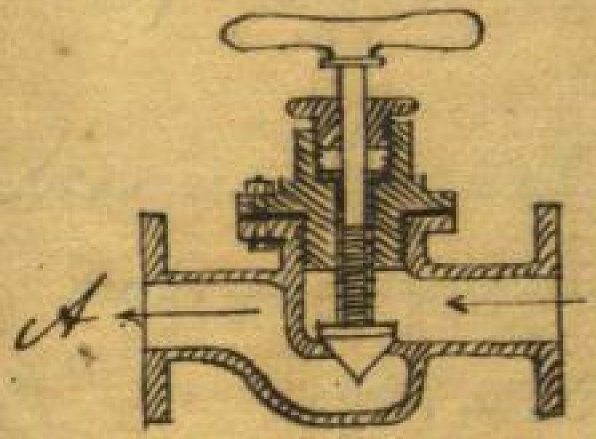


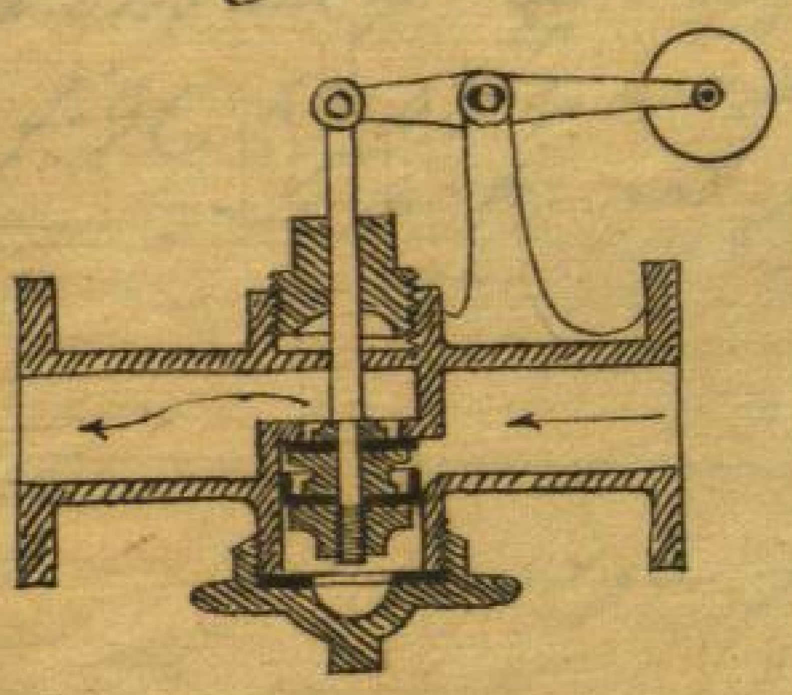
Fig IV.



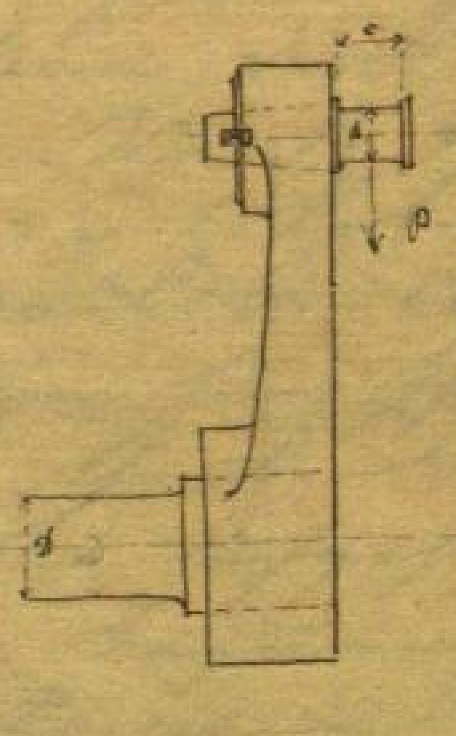
hat das Hahnventil von beiden
Seiten Druck zu erleiden, wie
dies z. B. bei den Speisehähnen in
den Rohrleitungen der Fall
ist die von der Speisepumpe
aus in einen Kessel führen,
so muss oben an der Ventil-
spindel noch eine Hanfdichtung



resp. Stopfbüchse angebracht werden. Dasselbe ist
nöthig bei Hähnen die aus offen münden
wenn der Druck nach der Richtung des Pfeils kommt
und das Ende A mit der Atmosphäre communicirt.



Für kalte Flüssigkeiten
und geringen Druck
kann man mit Vortheil
die Caoutschucventilhähne
anwenden. Der Wasser-
druck dichtet hierbei von
selbst, da das Ventil
nur mittelst eines belasteten
Hebels gehoben und geschlossen
wird. Es sind diese Hähne
Erfindung eines Engländers und in England,
Frankreich, Belgien und Holland patentirt.


e
P
A
d

$\delta_q = 2{,}4\sqrt{6} = 2{,}4\cdot 2{,}45 = 5{,}88.$ $\qquad D = \delta_p\cdot 2{,}6 = 2{,}4\cdot 2{,}6 = 6{,}24.$

(nach Seite 70 Tabelle 88 2te Colonne)

Was nun die Dimensionen der Arme betrifft, so hat man im allgemeinen, wenn b u. h die Dimensionen sind:

$P p = \mathfrak{L}\frac{I}{e} = \frac{\mathfrak{L}}{6} b h^2$ u. für den Zapfen, wenn c dessen Länge

$P\cdot\frac{c}{2} = \frac{\mathfrak{L}\pi}{32}\delta_p^3$ u. also $\frac{\mathfrak{L} b h^2}{6p} = \frac{2\mathfrak{L}\pi\cdot\delta_p^3}{32\cdot c}$ od. $\frac{h^3}{\delta_p^3} = \frac{6\pi\cdot\delta_p\cdot p\cdot h}{16\cdot c\cdot\delta_p\cdot b}$

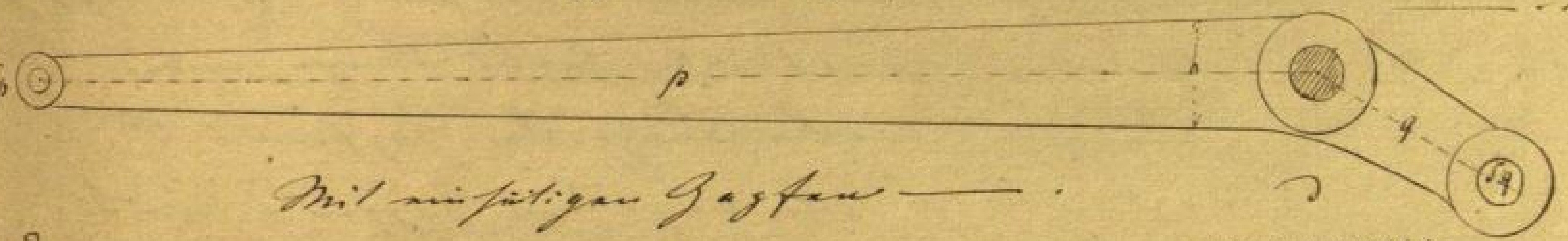
od. $\frac{h}{\delta_p} = \sqrt[3]{\frac{6\pi}{16}\cdot\frac{h}{b}\cdot\frac{p}{\delta_p}\cdot\frac{\delta_p}{c}}$.

Und auf unser Beispiel angewendet, wenn $\frac{h}{b} = 3$ angenommen u. $p = 120$ cent. ist: $\frac{p}{\delta_p} = \frac{120}{2,4} = 50$, $\frac{h}{\delta_p} = 4{,}9$ (nach T. S. 71)

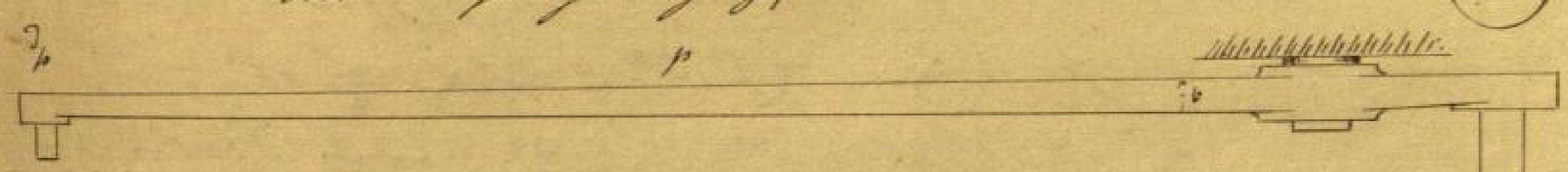
folglich $h = 4{,}9\cdot\delta_p = 11{,}76$ u. $b = \frac{h}{3} = 3{,}92$.

Construktion dieses Winkelhebels.

$\frac{1}{10}$ d. n. Gr.



Mit einseitigen Zapfen.



Werden 2seitige Zapfen genommen, so ist die Länge eines Theils $= \frac{c}{2}$ und der Abstand [illegible] folglich braucht dann der Durchm. d_1 nicht so stark zu sein. Es ist beim ersten $Pl = \mathfrak{L}\cdot\frac{\pi}{32}\cdot d^3$ od. $P = \mathfrak{L}\cdot\frac{\pi}{32}\cdot\frac{d^3}{l}$ und für den zweiten d_1

$\frac{Pl}{4} = \mathfrak{L}\cdot\frac{\pi}{32}\cdot d_1^3$ od. $P = \frac{4\mathfrak{L}\pi\cdot d_1^3}{32 l}$ oder da $P = P$ bleibt ist

$\frac{\mathfrak{L}\pi d^3}{32 l} = \frac{4\mathfrak{L}\pi d_1^3}{32 l}$ od. $d_1^3 = \frac{d^3}{4}$ od. $d_1 = \sqrt[3]{\frac{1}{4}}\cdot d = 0{,}7\cdot d$.

Man multiplicirt also bei 2seitigen Zapfen den sich ergebenden Durchmesser für einen einseitigen mit 0,7.

Kurbeln

Es sei D der Durchmesser der Welle, die von der Kurbel getrieben wird, d Durchmesser des Zapfens u. R die Länge der Kurbel, so ist: Allgem. $D = \alpha\sqrt{P}$ u. $D = \beta\sqrt[3]{PR}$ nach S. 42, 43, 45 u. 46 wo α u. β von dem Material u. dem Motor abhängige Zahlen sind hieraus folgt nun: $D^2 = \alpha^2 P$, $D^3 = \beta^3 PR$ und

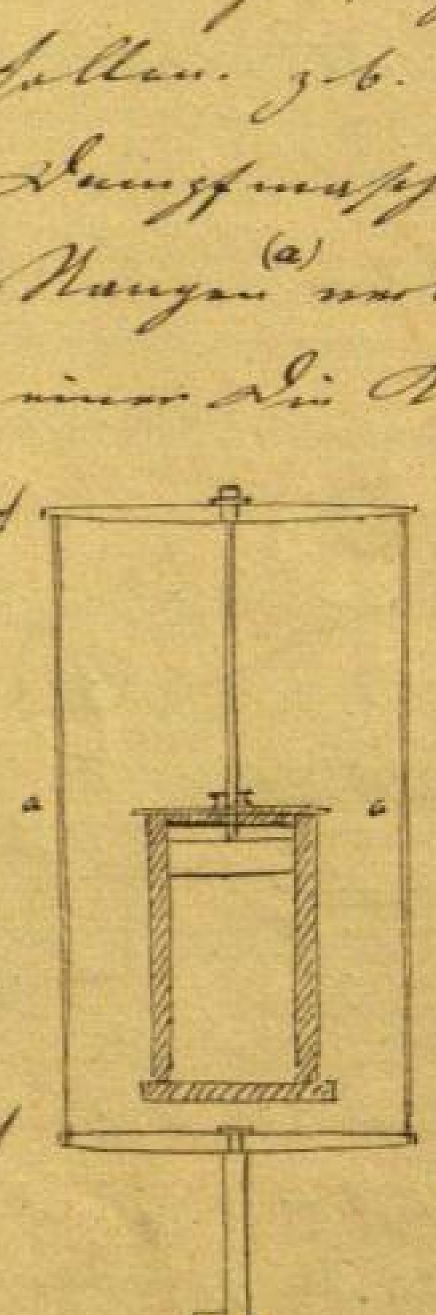
$$\frac{\mathfrak{D}^2}{d^2} = \frac{\beta^3 A}{\alpha^2 \mathfrak{D}} = \frac{\beta^3}{\alpha^2}\cdot\frac{A}{\mathfrak{D}} \quad (1 \qquad \frac{d}{\mathfrak{D}} = \sqrt{\frac{\alpha^2}{\beta^3}}\sqrt{\frac{\mathfrak{D}}{A}} \quad (2$$

$$\frac{\mathfrak{D}^3}{d^3} = \frac{\beta^3 P A}{\alpha^2 P d} = \frac{\beta^3}{\alpha^2}\cdot\frac{A}{d} \cdot \quad \frac{\mathfrak{D}}{d} = \sqrt[3]{\frac{\beta^3}{\alpha^2}}\sqrt[3]{\frac{A}{d}} \quad (3$$

Auf Tafel 72. 89. sind die Werthe von α etc für die verschiedenen Materialien substituirt, und unten eine Tabelle zur Findung von d, wenn $\frac{A}{d} = d$ gegeben sind.

Traversen. Taf. 73. Taf. X. F. 74.

Diese werden da angewendet, wenn 2 freie Theile, seien es Stangen, Schilde od. sonst etwas mit einander verbunden werden sollen. z.B. wird man zur Bewegung des Kolben einer Dampfmaschine, von einem drehenden Kurbel aus, 2 mit 2 Stangen(a) verbundene Traversen(A) anwenden können, an deren einer die Kolbenstange u. an der andern der Kurbelzapfen befestigt ist. — Ist A die halbe Länge einer Traverse, c die Länge des Zapfens u. P die Kraft, die auf den Zapfen d wirkt, so ist $P\frac{c}{2} = \frac{\mathfrak{L}\pi}{32}\cdot d^3$ u. $PA = \frac{\mathfrak{L}}{6} b h^2$



$h^3 = \frac{6PA}{b\mathfrak{L}} h$ u. $d^3 = \frac{P\cdot c\cdot 32}{2\mathfrak{L}\pi}$ oder dividirt

$\frac{h}{d} = \sqrt[3]{\frac{6\pi}{16}\cdot\frac{h}{b}\cdot\frac{A}{d}\cdot\frac{d}{c}}$ Ist $b = \frac{1}{3}h$, so hat man, da $\frac{6\pi}{16}\cdot\frac{d}{c}$ als constant angesehen werden kann

$\frac{h}{d} = \mathfrak{A}\sqrt[3]{\frac{A}{d}} = 1,344\sqrt[3]{\frac{A}{d}}$ (T. 73. 90)

Eine Tabelle dazu T. 73. 90 unten.

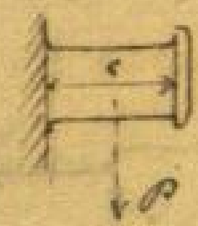
Ist z.B. $d = 3$ u. $A = 27$, so ist $\frac{A}{d} = \frac{27}{3} = 9$ u. nach Tab. 90, $\frac{h}{d} = 2.8$ folgl. $h = 2,8\cdot 3 = 8,4$, $b = \frac{1}{3}h = 2,8$.

Schmiedeeiserne Schubstangen (F. 75–79. Taf. X.)

Ist l die Länge der Stange, d der Durchmesser des Zapfens u. c dessen Länge, d_1 die mittlere Dicke der Stange u. P der Druck den die Stange auszuhalten hat, so ist nach T. 22. No 42. b. $P = \frac{E}{16}\pi^2\left(\frac{d_1}{l}\right)^2\frac{d_1^2\pi}{4}$ u. $P\frac{c}{2} = \frac{\mathfrak{L}\pi}{32}d^3$

$P = \frac{E\pi^3}{64}\cdot\frac{d_1^4}{l^2}$ $\quad \frac{Pc}{2} = \frac{E\pi^3}{64}\cdot\frac{d_1^4}{l^2}\cdot\frac{c}{2} = \frac{\mathfrak{L}\pi}{32}d^3$ folglich auch: —

Nachtrag. — Kurbeln.



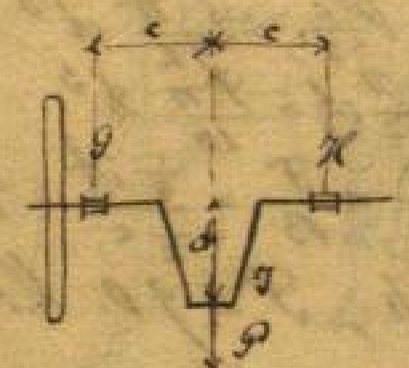
Torsionsmoment $= P.A = \frac{T\pi}{16} d^3$, Bruchmoment $= \frac{Pc}{2} = \frac{B\pi}{32} d^3$

$$\frac{D^3}{d^3} = \frac{B.A}{T.c},\quad \frac{D^2}{d^2} = \frac{B}{T}\cdot\frac{A}{c}\cdot\frac{d}{D} \quad \text{und} \quad \frac{d}{D} = \sqrt{\frac{T.c}{B.A}}\sqrt{\frac{D}{d}} \quad (1$$

Es ist aber auch: ——— $\frac{D}{d} = \sqrt[3]{\frac{B}{T}\cdot\frac{d}{c}}\sqrt[3]{\frac{A}{d}}$ (2

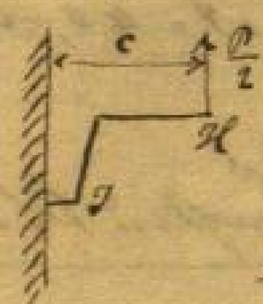
Die erste Formel dient dazu um d zu finden wenn D u. A, die zweite um D zu finden wenn d u. A gegeben sind. ———

Doppel-Kurbeln.



Es werde von G aus eine Kraft $P.A$ nach G transmittirt, H habe nur zu tragen! — so ist:

Durchmesser der Welle
bei $G = D$
" $J = d$
" $H = \delta$

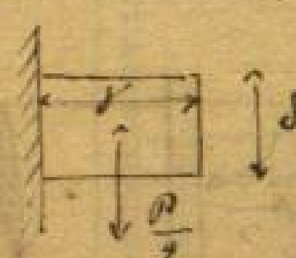


Torsionsmoment bei $G = P.A = \frac{T.\pi}{16} D^3$, (1

Bruchmoment bei $J = \frac{P.c}{2} = \frac{B.\pi}{32}.d^3$, (2

Beide Gl. durcheinander dividirt

$$\frac{A}{c} = \frac{T}{B}\cdot\frac{D^3}{d^3} \quad \text{und} \quad \frac{D}{d} = \sqrt[3]{\frac{B}{T}}\sqrt[3]{\frac{A}{c}}$$



Bruchmoment für den Zapfen H

$\frac{P}{2}\cdot\frac{\gamma}{2} = \frac{B.\pi}{32}\delta^3$ (3, Gl. 2 u. 3 durch dividirt

gibt $\frac{\frac{c}{2}}{\frac{1}{4}\gamma} = \frac{d^3}{\delta^3}$, $\frac{\delta^3}{d^3} = \frac{\gamma}{2c}$, und mit $\frac{d}{\delta}$ multipl.:

$\left(\frac{d}{\delta}\right)^2 = \frac{\gamma}{2c}\cdot\frac{d}{\delta} = \frac{1}{2}\cdot\frac{\gamma}{\delta}\cdot\frac{d}{c}$, woraus $\frac{\delta}{d} = \sqrt{\frac{1}{2}\frac{\gamma}{\delta}}\sqrt{\frac{d}{c}}$

Es sei $c = 60$, $A = 40$, B für die Zapfen $= 236$ $\left(\frac{1}{12} - \frac{1}{14}\right.$ der Festigkeit) B für Torsionswellen $= \frac{3000}{48}$ (48fache Sicherh.)

demnach $\frac{D}{d} = \sqrt[3]{\frac{\frac{23600}{12}}{\frac{3000}{48}}}\cdot\sqrt[3]{\frac{40}{60}} = \sqrt[3]{\frac{8}{3}} = 1{,}15$, $d = \frac{20}{1.15} = 17{,}4$

Nehmen wir für den Zapfen bei H, $\frac{\gamma}{\delta} = \frac{4}{3}$, so ist

$\frac{\delta}{d} = \sqrt{\frac{1}{2}\cdot\frac{4}{3}}\sqrt{\frac{d}{c}} = 0{,}82\sqrt{\frac{d}{c}} = 0{,}82\sqrt{\frac{17{,}4}{60}} = 0{,}82\cdot 0{,}54$; $\delta = 7{,}7$

———

Allgemein hat man die drei Formeln:

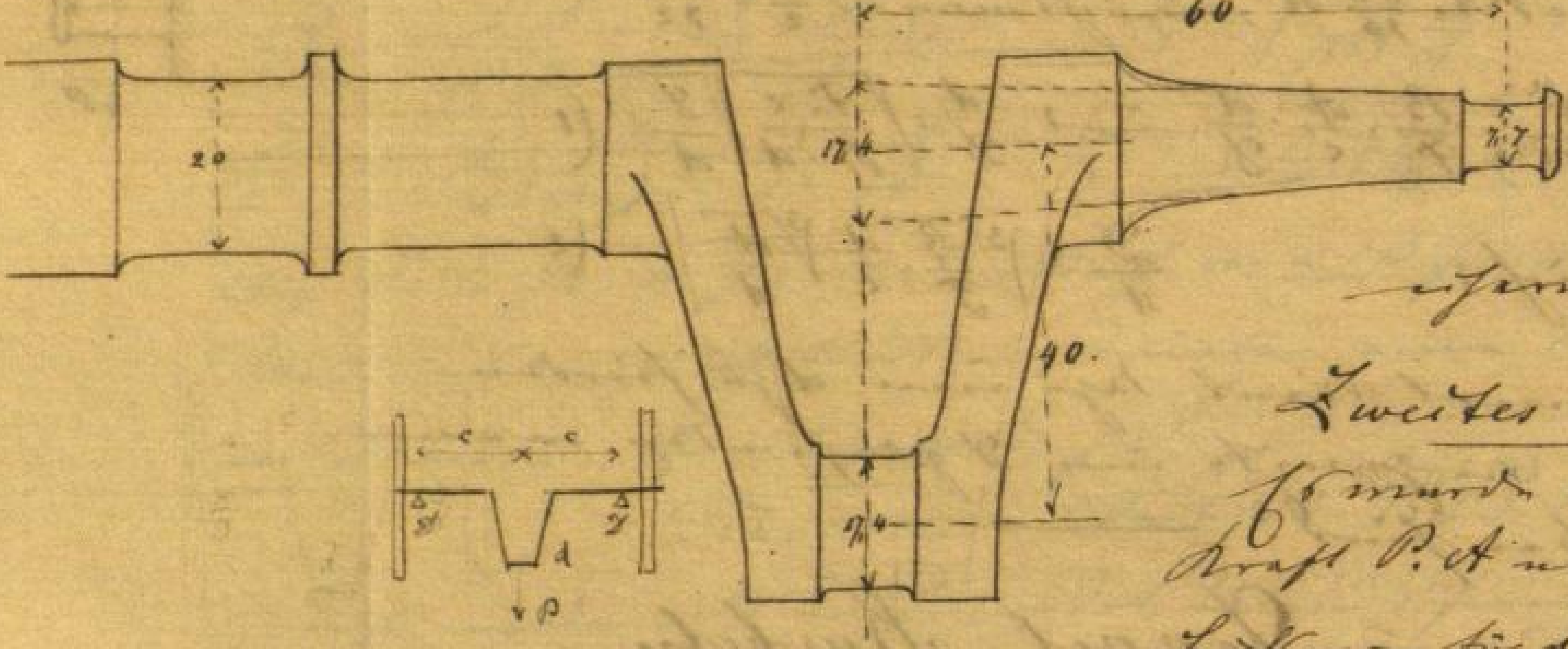
$$\frac{D}{d} = \sqrt[3]{\frac{B}{T}}\sqrt[3]{\frac{A}{c}} = \sqrt[3]{\frac{236}{90}}\sqrt[3]{\frac{A}{c}} = 1{,}4\sqrt[3]{\frac{A}{c}} \quad \text{und}$$

$\frac{\delta}{d} = 0{,}82\sqrt{\frac{d}{c}}$, $\frac{d}{D} = \frac{1}{1{,}4}\sqrt[3]{\frac{c}{A}}$ Construction folgt:

———

Nachtrag.

Construktion einer schmiedeisernen Doppelkurbel.



Zweites Beispiel.

Es wurde von d aus eine Kraft P. A nach D und D tragen:

Biegungsmom. für $d = P\frac{c}{2} = \frac{\mathfrak{B}.\pi}{32} d^3$

Torsionsmom: $\mathfrak{D} = \frac{P}{2} A = \frac{\mathfrak{T}.\pi}{16} \delta^3$.

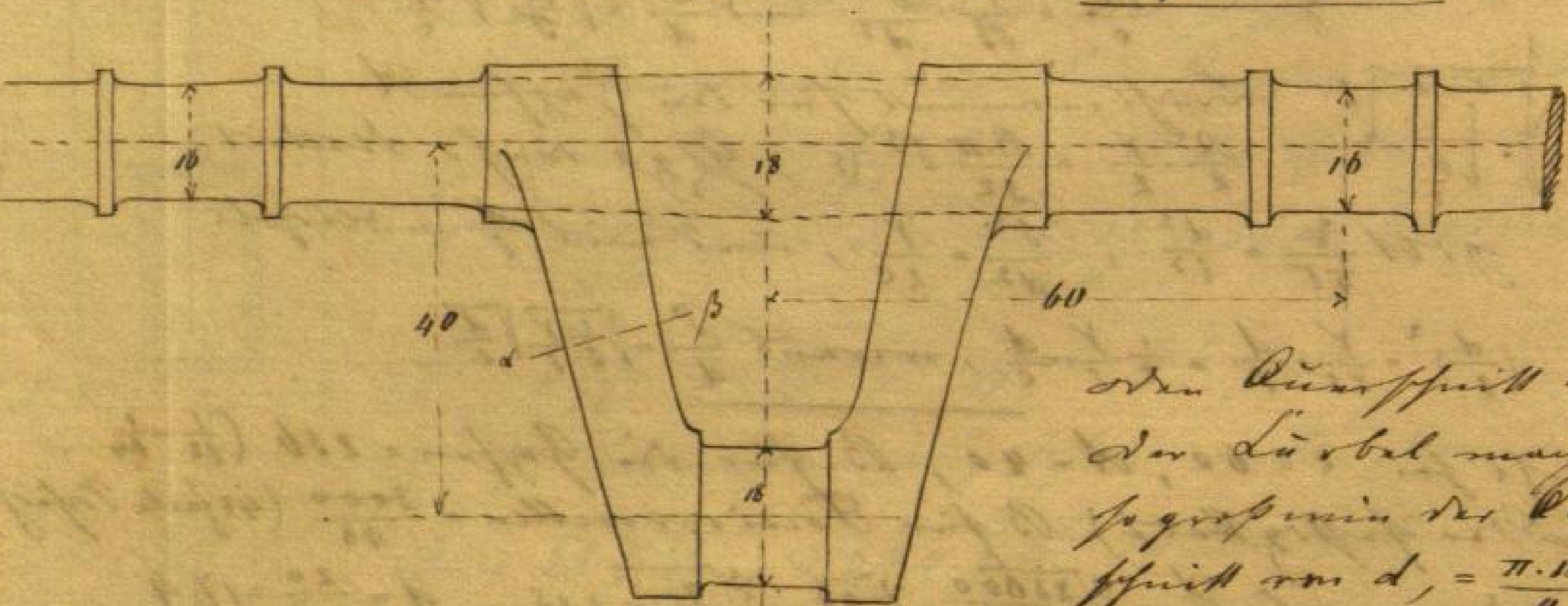
Da die Gleichungen dividirt gibt: $\frac{\delta^3}{d^3} = \frac{\mathfrak{T}}{\mathfrak{B}} = \frac{\frac{1}{4}A}{\frac{1}{2}c} = \frac{1}{2}\frac{A}{c}$

woraus $\frac{D}{d} = \sqrt[3]{\frac{1}{2}\cdot\frac{B}{T}}\sqrt[3]{\frac{A}{c}}$, Setzt man $B = 236$, $T = 90$ Kilo, so wird

$\frac{D}{d} = \sqrt[3]{\frac{1}{2}\cdot\frac{236}{90}}\sqrt[3]{\frac{A}{c}} = 1{,}1\sqrt[3]{\frac{A}{c}}$, ist $A = 40$, $c = 60$, $D = 16$

so ist: $\frac{D}{d} = 0{,}9 \quad d = \frac{D}{0{,}9} = 18$.

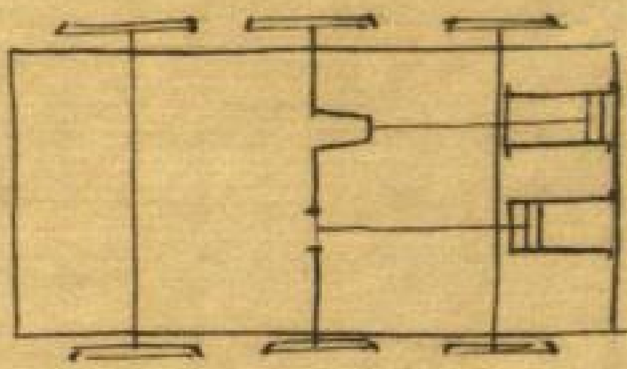
Construktion.



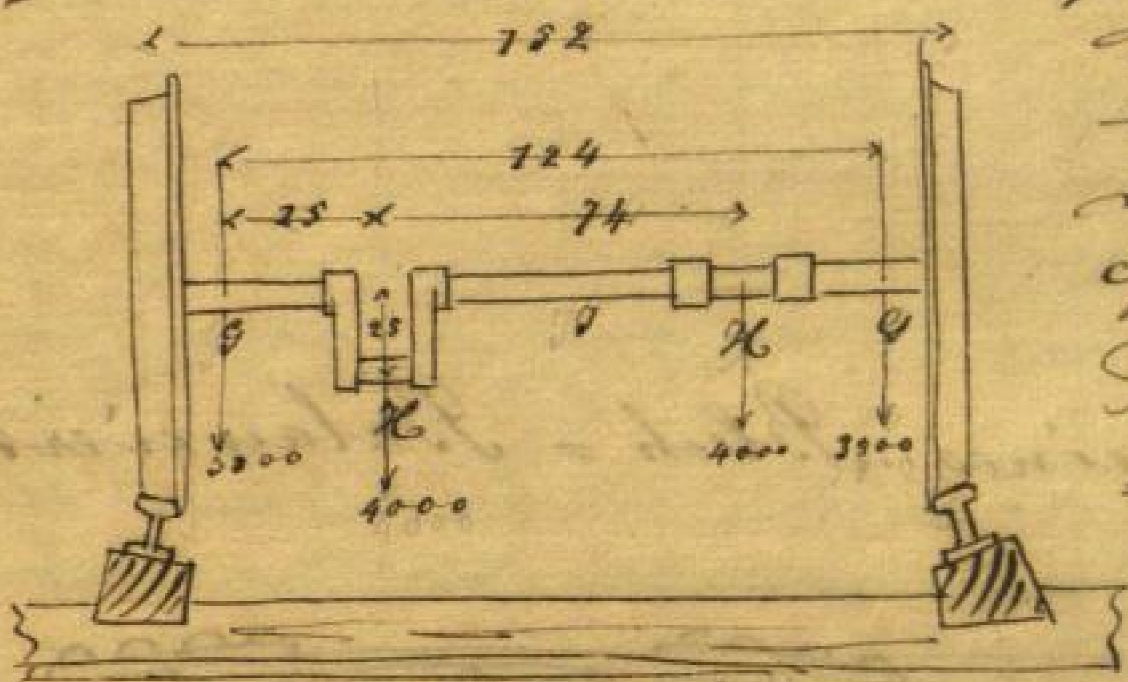
Den Querschnitt αβ der Kurbel macht man so groß wie der Querschnitt von d, $= \frac{\pi.18^2}{4}$

Nachtrag

Kurbelaxe für Locomotive mit innenliegenden Cylindern.



Von G bis H ist dieselbe auf Torsion von G bis G auf respective Festigkeit in verticalem Sinne durch das Gewicht der Locomotive in horizontalem Sinne durch den Druck des Dampfcylinders in Anspruch genommen:



Torsionsmoment v. G bis H

$= 4000 \cdot 25 = 100000$ Kilo, wofür

$d = 0{,}385 \sqrt[3]{100000} = 17{,}8$ (wirklich 17,5)

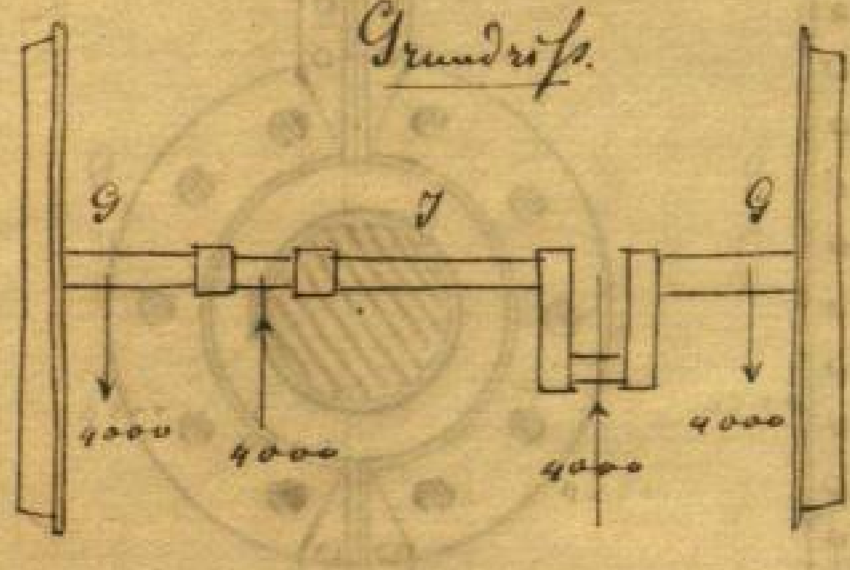
Bruchsmoment bei H

$= 4000 \cdot 25 = 100000$ Kilo

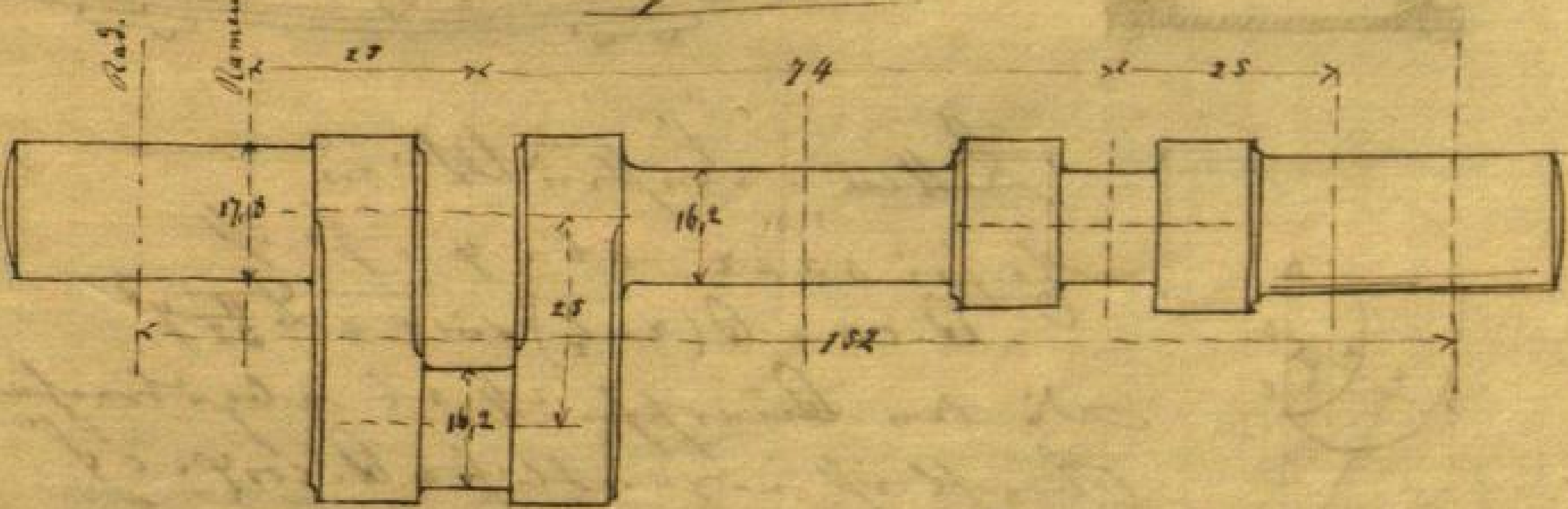
$= \frac{L_1 \pi}{32} d_1^3$, $d_1 = \sqrt[3]{\frac{3200000}{236 \cdot 3{,}14}} = \sqrt[3]{4317} = 16{,}2$

(d_1 nach der Zeichnung $= 16$)

Die Welle bei J bekommt denselben Querschnitt wie der Zapfen bei $H = 16{,}2$ centi um gleichfest zu sein.

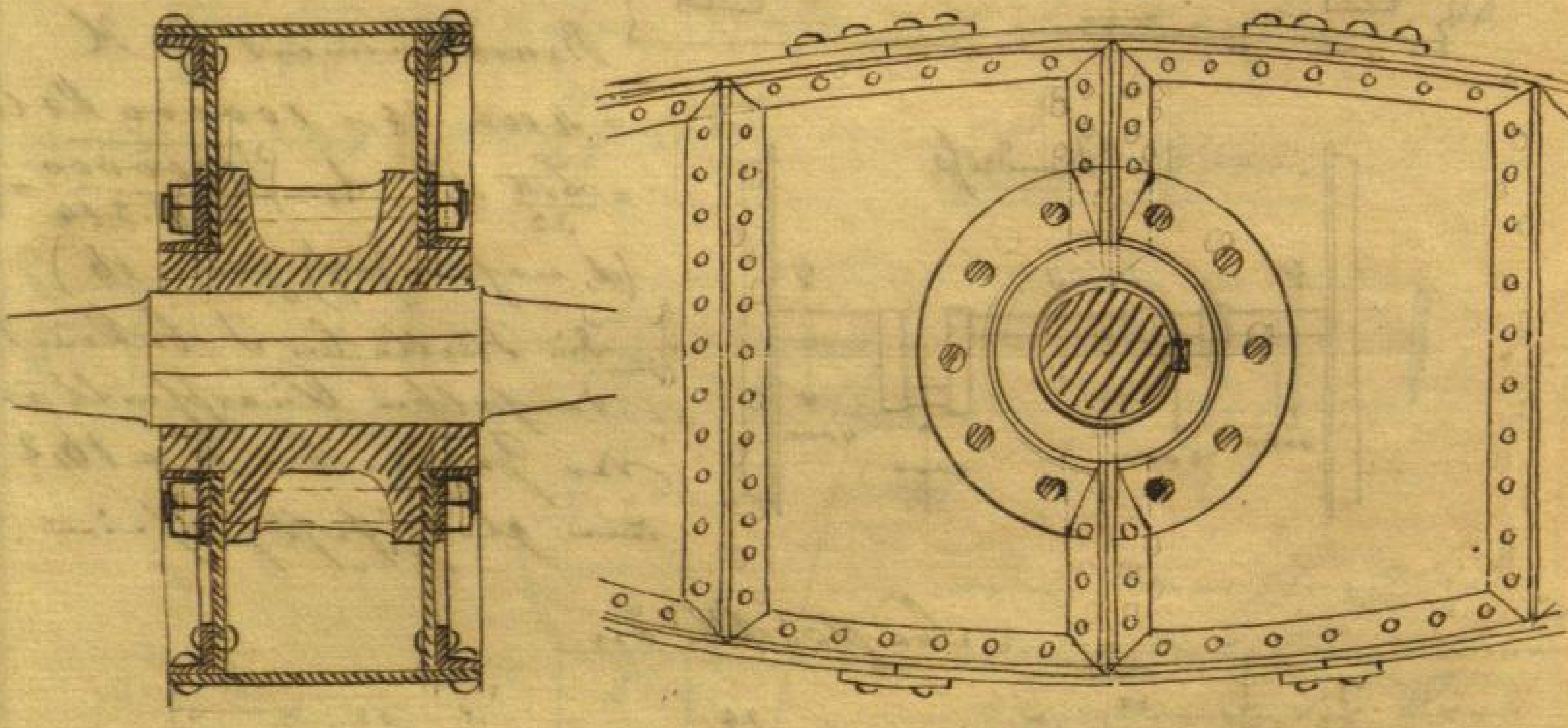


Construktion

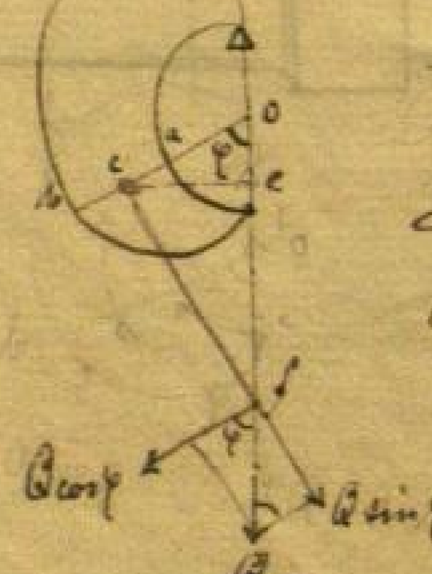


Nachtrag

Construction eines Blech = Balanciers



Hacken ~~Ketten~~ - Construction



Es sei $oa = r$, $ab = y$, so ist

$$Q . ce = Q\left(r + \frac{y}{2}\right) \sin\varphi = \mathfrak{L} \frac{\pi}{32} y^3$$

die den Querschnitt ab abzuscheerende Kraft ist ungefähr $= Q . \cos\varphi . cf$

$$= Q . \cos\varphi \, \mathrm{cotg}\,\varphi = Q\left(r + \frac{y}{2}\right) . \cos\varphi . \frac{\sin\varphi}{\cos\varphi}$$

$$= Q\left(r + \frac{y}{2}\right) . \sin\varphi$$

die abziehende Kraft $= Q . \sin\varphi$.

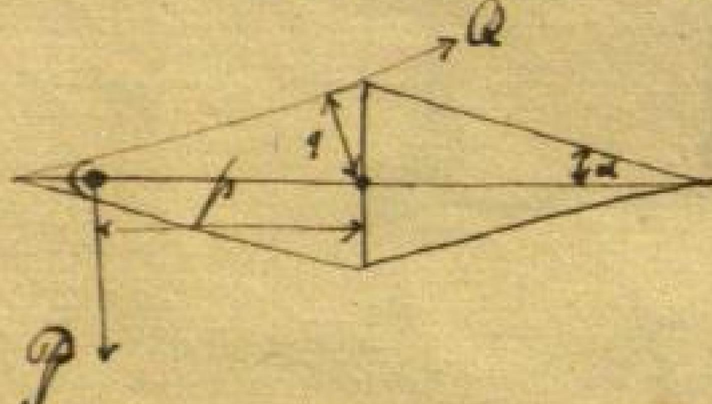
Ist $Q = 200$, $\mathfrak{L} = 800$ u. soll ein Doppelhacken gew. werden

so ist $\sin\varphi = 0{,}157 \frac{y^3}{2{,}86 + y}$

, für $y = 0{,}06$	2	3	2,45
und $\sin\varphi = 0{,}01$	0,26	0,72	1
und $\varphi = 1$	15	46	90°

Amerikanische Balanciers.

Für Balanciers von sehr grosser Länge und für sehr grosse Kräfte, insbesondere für Expansionsmaschinen ist es geeigneter dieselben nicht ganz aus Gusseisen zu machen, da sie zu schwer und unsicher sind, denn das Gusseisen in so colossaler Masse zu giessen ist schwer und mit vielen Uebelständen verknüpft. Man umgibt den Balancier mit einem starken eisernen Band, das allein ohne das Gusseisen die ganze Kraft transmittiren könnte, und behandelt das Gusseisen nur als Aussteifung. Der Balancier kann dann auch aus zwei oder mehreren Stücken gegossen werden, und fällt im Gusseisen bedeutend leichter aus. Damit das Band leicht ausfällt, gibt man dem Balancier in der Mitte eine grosse Höhe. Die Amerikaner nehmen die Höhe in der Mitte $= \frac{1}{2}$ bis $\frac{1}{3}$ der Länge des Bal: Nebenstehende Zeichnung ist mit einem $\sin\alpha = \frac{1}{4}$ aufgezeichnet und es ist $h = \frac{1}{3}\, l$ (nahe)



Es sei z.B. $l = 1{,}30$ $\Omega = 1{,}13$

$P = 10000$ Kilo.

$p = 3{,}259$, $Q = 32500$

für 10 fache Sicherheit wird $\mathfrak{K} = 300$

der Querschnitt des schmiedeeisernen Bandes daher

$= \frac{32500}{300} = 108$ □ centi — Nehmen wir die Höhe des Bandes gleich seiner halben Breite so ist

$2a^2 = 108$ $a^2 = 54$ $a = \sqrt{54} = 7{,}3$ centi

und die Breite $= 2a = 14{,}6$ "

Fig I.

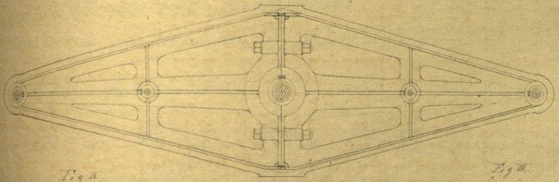


Fig II

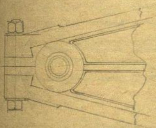


Fig III

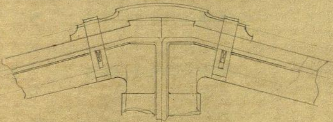
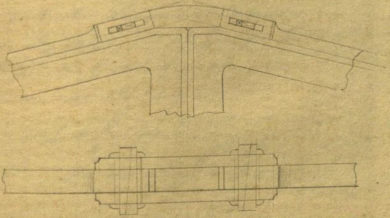


Fig IV.



Das Band kann entweder in einem Stück aufgezogen werden, wie Fig I zeigt, oder in zwei Stücken nach Fig II, III, u. IV.

$$\frac{E\pi^3}{64}\cdot\frac{1}{2}\cdot\frac{c}{d}\cdot\frac{d'^4}{d^4} = \frac{L\pi}{32}\cdot\left(\frac{l}{d}\right)^2 \qquad \frac{d_1^4}{d^4} = \frac{L\pi}{32}\cdot\frac{2\cdot 64}{E\pi^3}\cdot\frac{d}{c}\cdot\left(\frac{l}{d}\right)^2$$

$$\frac{d'}{d} = \sqrt[4]{\frac{L\pi}{32}\cdot\frac{2\cdot 64}{E\pi^3}\cdot\frac{d}{c}}\sqrt{\frac{l}{d}} = 0{,}229\sqrt{\frac{l}{d}} \quad (S. 74)$$

Schubstangen von viereckigem Querschnitt sind ebenso stark als runde, wenn

$$\frac{E}{12}\cdot\pi^2\cdot\frac{bh^3}{l^2} = \frac{E}{16}\pi^2\left(\frac{d}{l}\right)^2\cdot\frac{d^2\pi}{4} \quad (S. 22. d) \text{ u. } S. (17. b)$$

$$\frac{bh^3}{3\cdot l^2} = \frac{d^2}{l^2}\cdot\frac{d^2\pi}{4\cdot 4} \qquad \frac{b^4}{d^4} = \frac{\pi\cdot b^3\cdot 3}{h^3\cdot 1\cdot 16} = \frac{3\pi}{16}\cdot\frac{b^3}{h^3}.$$

(S. 74. 91.) $\frac{b}{d} = \sqrt[4]{\frac{3\pi}{16}\cdot\left(\frac{b}{h}\right)^3}$, wo b die kleinere und h die größere der Dimension des mittleren viereckigen Querschnittes bezeichnet.

Die Dimensionen der Schubstangen (von Guß) sind Seite 75 oben angegeben;

Balancier S. 75. Taf. XI. Fig 82 & 84.

Der Balancier ist als ein Hebel zu betrachten, man setze daher, wenn 6A die Länge des Balanciers, A die Höhe in der Mitte, d der Durchmesser des mittleren Zapfens od. Durchm. des Cirkel A., die Dicke der Seitenwand des Balanciers durch folgendes:

$$P\cdot 3A = L\cdot\frac{b\cdot A^2}{6} \text{ od. } b = \frac{6\cdot P\cdot 3A}{A^2\cdot L} = \frac{18\,A\cdot P}{A^2\cdot L}$$

$$d = 0{,}12\sqrt{P} \qquad P = \cancel{0{,}12^2}\,\frac{d^2}{0{,}12^2} \text{ und } b = \frac{18\cdot A\cdot d^2}{A^2\cdot L\cdot 0{,}12^2}$$

$$b = A\cdot\left(\frac{d}{A}\right)^2\cdot\beta = \frac{9}{4}A\cdot\left(\frac{d}{A}\right)^2 \quad S. 75. 93.$$

Seil- u. Kettenhaken Fig 79. 80 u. 81. (Siehe 3 Blätter zurück)

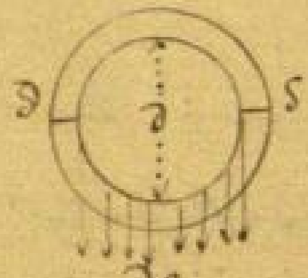
Ist y der veränderliche Querschnittsdurchmesser des Hakens, r der halbe d. inneren Krümmung u. Q die angehängte Last, so hat man: $Q(r+\frac{y}{2})\sin\varphi = \frac{L\pi}{32}y^3$ oder

$\sin\varphi = \frac{L\pi y^3\cdot 2}{32\cdot Q(2r+y)} = \frac{L\pi}{16Q}\cdot\frac{y^3}{2r+y}$. Damit die Haken

Dimensionen nicht zu colossal werden im Verhältniss zu Rotationen, so lassen wir die Fasern bis auf $\frac{1}{5}$ ihrer Festigkeit in Anspruch nehmen. Also $\mathfrak{L} = \frac{4000}{5} = 800$.

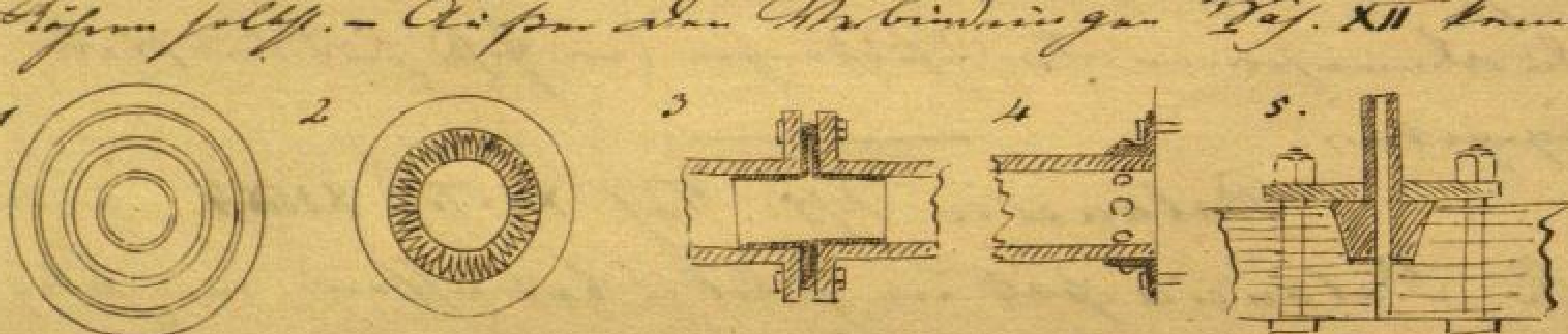
Röhrenverbindungen. Taf. XII.

Ist d der innere Durchmesser der Röhre, δ die Röhrendicke u. n die Atmosphären ein gegeb. Spannung, so hat man zur Berechnung von δ, wenn q den inneren Druck auf 1 □cent. u. $\mathfrak{A}$ die in dem Metall stattfindende Spannung pr 1 □cent. bedeutet



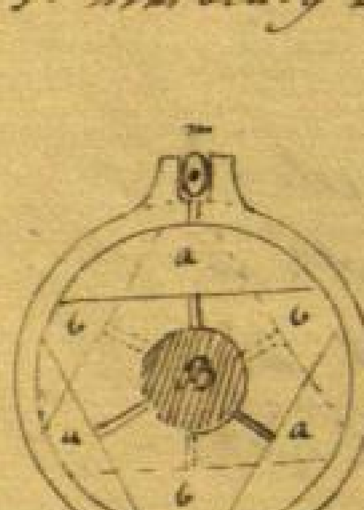
$dq = 2\delta\mathfrak{A}$ od. $\delta = \frac{dq}{2\mathfrak{A}}$ od. $\delta = E d n$ + einer Constanten wo E einen vom Metall abhängigen Erfahrungscoefficienten bedeutet. Die Constante regulirt die Metalldicke daher für geringen Spannungen verhältnissmäßig größer sein muss, wegen der Dauerhaftigkeit der Röhren selbst. – Außer den Verbindungen Taf. XII kommen

1 2 3 4 5.



noch folgende Verbindungen für besondere Fälle vor. 1. Mit eingelegten Kupferringen, 2 Mit Hanfringen 3. Mit ausgeschlagenem Bleiblech, 4 Mit Winkeleisen als Flanschen. 5. Verbindg einer Röhre mit einem andern Körper zB einem Kessel

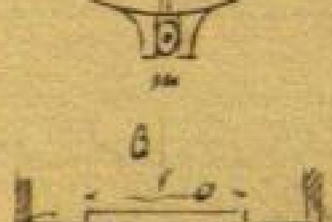
Stopfbüchsen. Taf. XII. Seite 77.96.



Diese werden entweder wie Fig 90.94 u. 89 angewendet mit Hanfdichtung oder bei besonderen Anordnungen, wo die Reibung der Kolbenstange beliebig soll vergr. od. vermindert werden können, mit Segmentstücken aa u. bbb, die mittelst der mit Nasen versehenen Federn angedrückt u. verschlossen werden können, was einen sehr gleichen Verschluss hervorbringt.

Ventile S. 79. 97. Fig 107–114 —

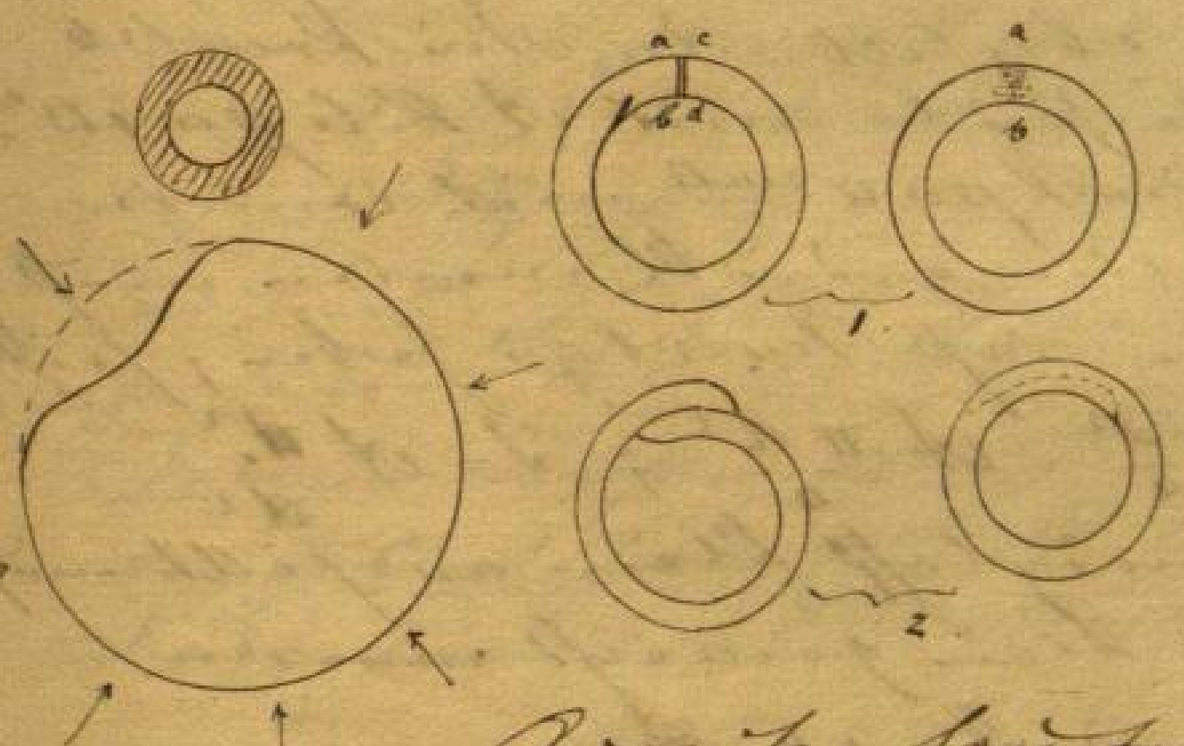
6



Ist bei einem Klappenventil h die Höhe des Wassers über dem Ventil u. O die Oberfläche des Ventils unten u. o dieselbe nach oben. So müsste man auf o eine Wassersäule Z drücken, damit das Ventil geöffnet wird od. es müsste sein $1000\,Oh = 1000.o.Z$. Wir sehen aber leicht, dass wenn das Ventil nur ein wenig geöffnet wird sich o in O verwandelt u. dasselbe heftig sich aufgerissen wird, wodurch bedeutende Stöße entstehen, die das Ventil natürlich schnell abnutzen u. es bald unbrauchbar machen —

Nachtrag.

Die Röhren widerstehen gegen äußeren Druck wenn sie kleinen Durchm. und verhältnißmäßig großer Metalldicke haben stärker — wenn sie großen Durchm. und verh: kleine Metalldicke haben weniger stark, als gegen inneren Druck.



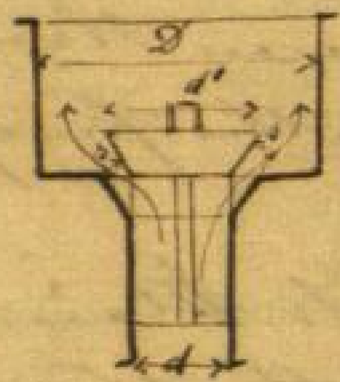
Die Röhren von Schmiedeeisen werden auf zweierlei Weise zusammen geschweißt. 1. Die Flächen ab u. cd werden schweißglühend gemacht, stumpf gegen einander gestoßen und durch ein enges Gezeuge laufen lassen, wobei diese 2 Flächen heftig gegeneinander gepreßt und geschweißt werden. — 2. Durch Schweißung mit Ueberplattung auf einem Dorn.

Die erstere ist leichter zu verfertigen, und ist auch für Röhren von ziemlicher Dicke und gegen äußeren Druck recht gut.

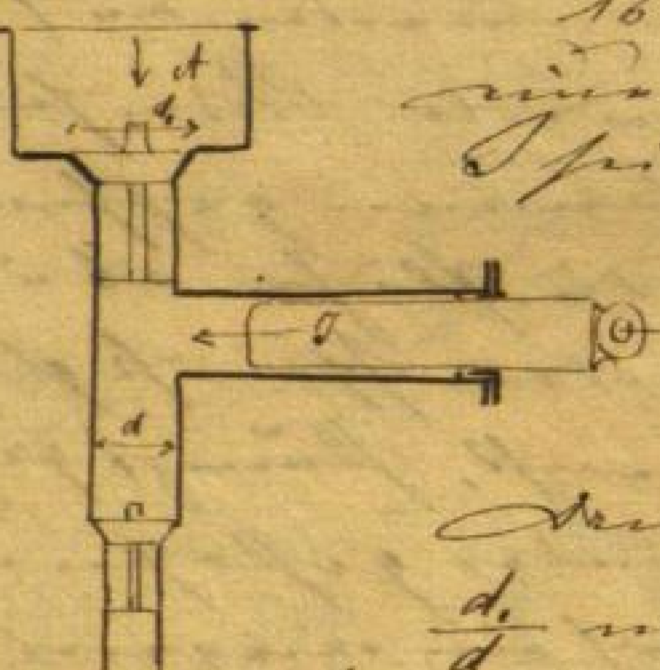
Die 2te Art gibt gegen inneren Druck festere Röhren jedoch nicht gegen äußeren!

r/

Nachtrag.

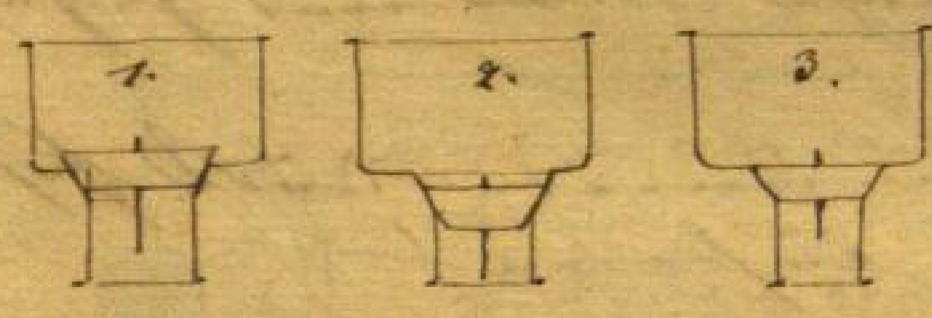


Damit das Wasser bequem durch alle Querschnitte gelangen kann muß
$\frac{\pi d^2}{4} = \pi d' s$, $s = \frac{d^2}{4 d_1} = \left(\frac{d}{d_1}\right)\frac{d}{4}$ sein
und für $d' = 1,2\, d$ (wie es gewöhnlich gemacht
wird , $s = \frac{1}{1,2}\cdot\frac{d}{4} = \frac{1}{4,8}\, d$ nahe $= \frac{1}{5}\, d$

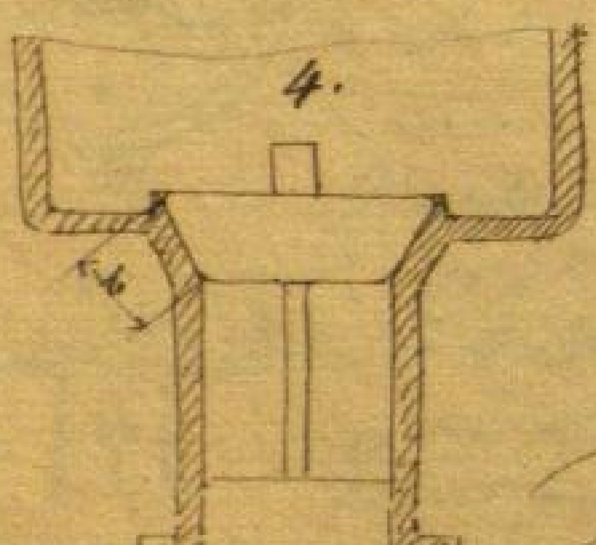


Es drückt oberhalb des Druckventils eine Wassersäule mit A Kilo per 1 □ centi. Es sei der Druck per □ centi mit dem der Kolben gedrückt werden muß um das Ventil zu heben; so ist
$D\cdot\frac{\pi d^2}{4} = A\cdot\frac{\pi d_1^2}{4}$; $D = A\,\frac{d_1^2}{d^2}$
Damit D möglichst klein ausfällt muß $\frac{d_1}{d}$ möglichst klein gemacht werden.
Für $\frac{d_1}{d} = 1,2$ wird $D = 1,4\cdot A$.

Der Effect der nöthig ist um das Gewicht des Ventils zu heben ist sehr klein gegen denjenigen der nöthig ist um die Differenz der Pressungen A u. D hervorzubringen.



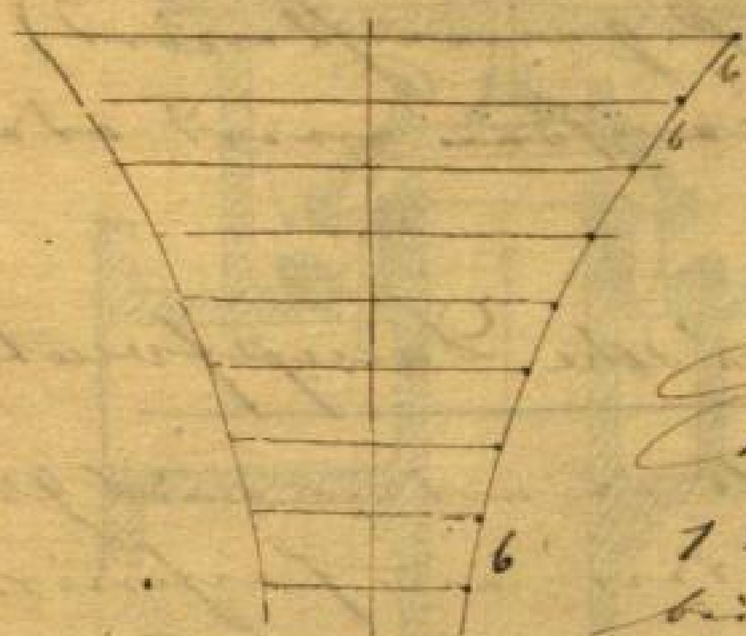
Der Verschluß eines Ventils hängt ab:
1. Von der Glätte } der aufliegenden Fläche
2. Von der Breite }
3. Von dem Kongruenzgrad zwischen Ventil und Sitz



Die Dauer eines Ventils wird wesentlich dadurch bedingt daß dasselbe gut geführt wird und nicht zu groß wie fig 1, noch zu klein wie fig 2 gemacht ist, sondern genau wie fig 3 in den Sitz einpaßt. Außerdem sollen der leichten Zerstoßens halber alle scharfen Kanten gebrochen werden wie fig 4. angibt.
Die Breite der aufliegenden Fläche b hat Redtenbacher constant = 1,2 centi gefunden.

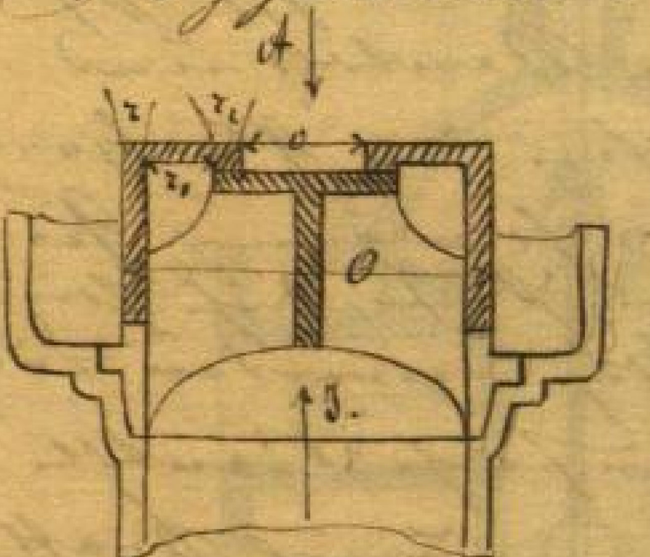
Nachtrag.

Da b und $\frac{d_1}{d}$ constant angenommen werden, so



müssen natürlich die Breiten der aufliegenden Fläche für große Ventile flacher werden als bei kleinen.

Da die Hubhöhe bei großen Ventilen z.B. 50 cm ist, sonst 12 cm beträgt, und das Ventil beim Herabfallen mit Macht auf den Sitz schlägt und ~~deshalb~~ sich dadurch bald ruinirt, so war es wünschenswerth ein Ventil zu haben das bei kleineren Hubhöhen doch dieselbe Wassermenge durchließe. Das war vielleicht der Grund zur Erfindung der sogenannten Doppelventile.



Sind r, r_1 u. r_2 die Ringflächen, o die Öffnung im Ventil und O die ganze Fläche desselben so ist $T r_1 = A(r+r_1+r_2) - A(O-o)$ (+ Ventilgewicht)

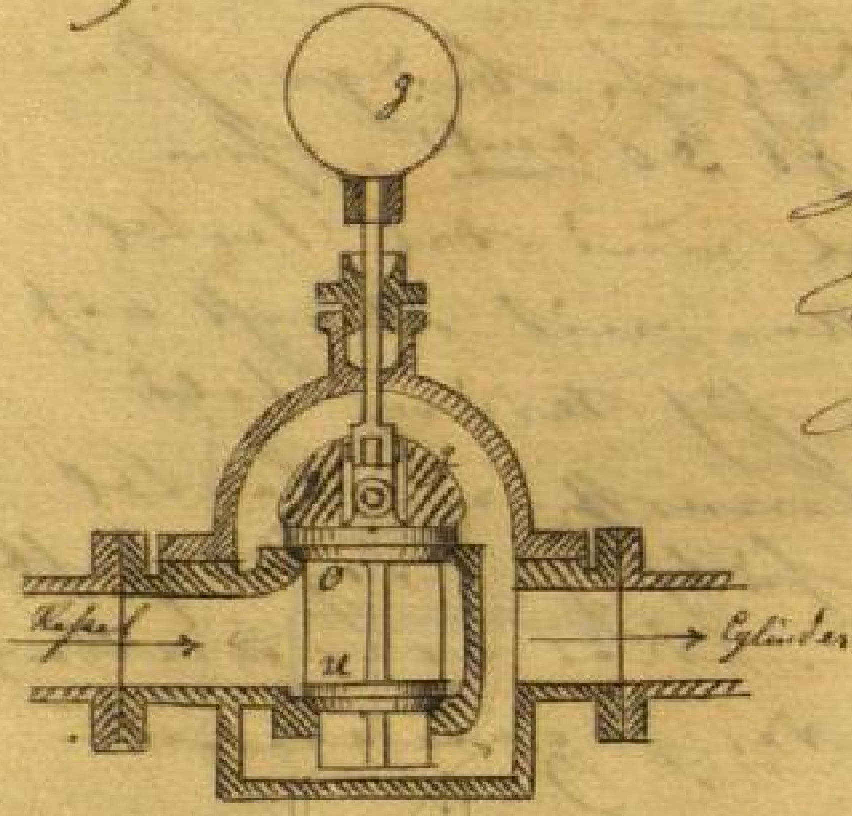
$$T = A\left(1+\frac{r+r_2}{r_1}\right) = A\left(1+\frac{r+r_2}{O-o-r-r_2}\right)\left(+\frac{\text{Ventilgew.}}{r_1}\right)$$

T wird demnach am kleinsten je kleiner $r+r_2$ d.h. je schmäler die Auflageflächen sind, und je größer $O-o-r-r_2$ wird. Das letztere ist aber der Fall wenn $o=0$, und $r_2=0$ werden. Das heißt wenn das Ventil ein einfaches wird. Einfache Ventile heben sich leichter!

Diese Wilkey'schen Doppelventile haben noch den Nachtheil, daß die beiden Flächen von Ventil und Sitz sehr schwer aufeinander zu passen sind. Wilkey machte deshalb die Auflageflächen von Holz.

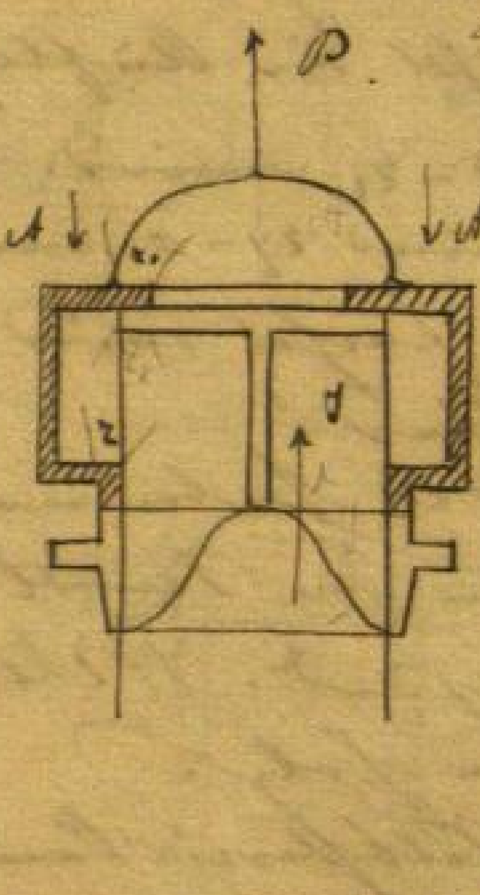
Würde das Ventil nicht als selbstwirkendes gebraucht, sondern durch einen Mechanismus von oben her gehoben so wäre der nöthige Zug $P = A(r+r_1+r_2) - A(O-o)$, wäre also um so kleiner je größer o.

Bei den selbstwirkenden Doppelventilen kann es passieren, daß die Spannung d unter dem Ventil so groß wird (wenn o zu groß gemacht wird) daß der ganze Sitz mit herausgerissen wird oder gar die Pumpe berstet.

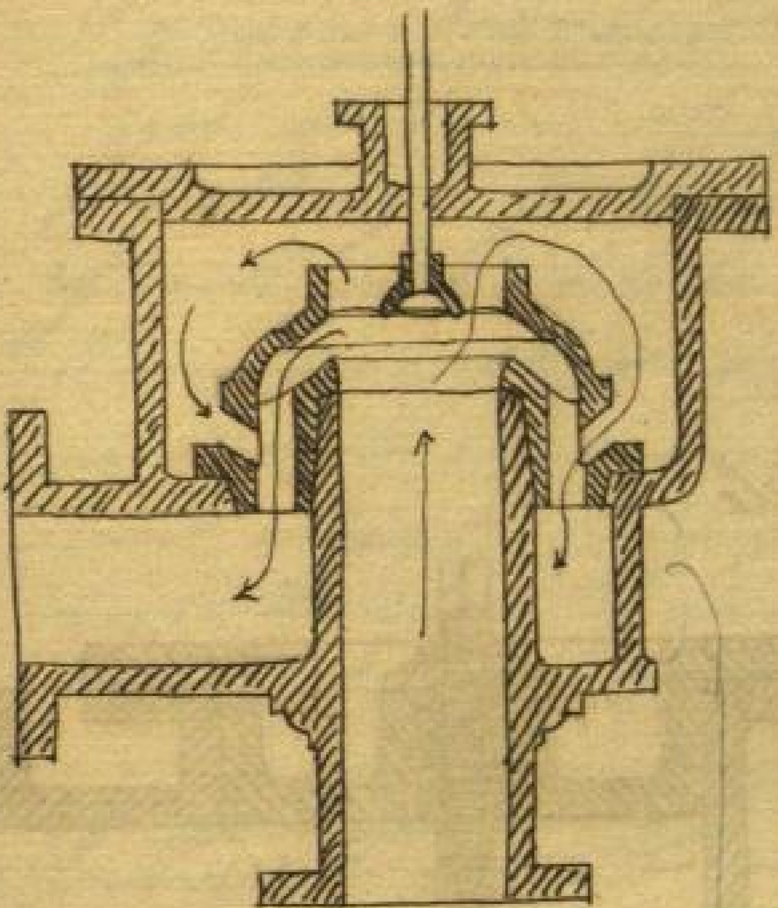


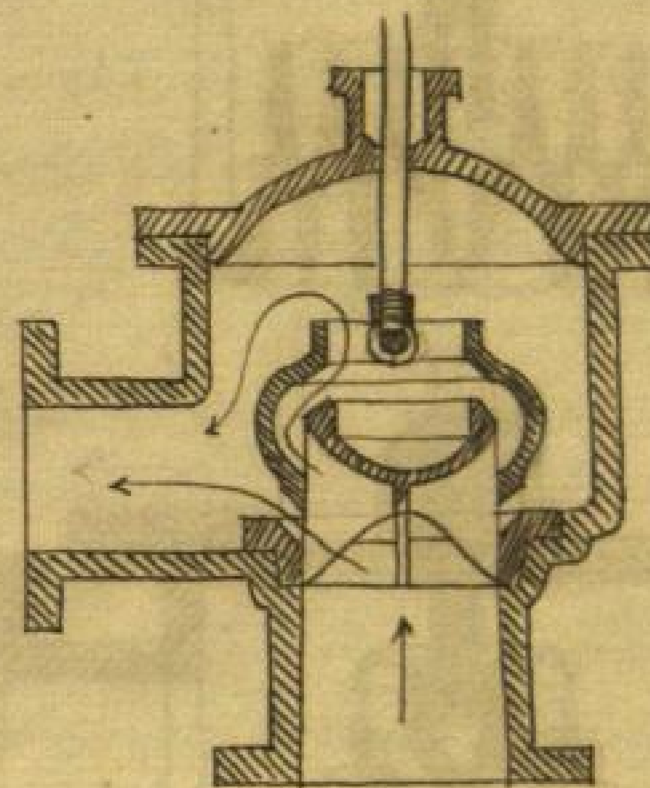
Hornblower'sche Dampfventile

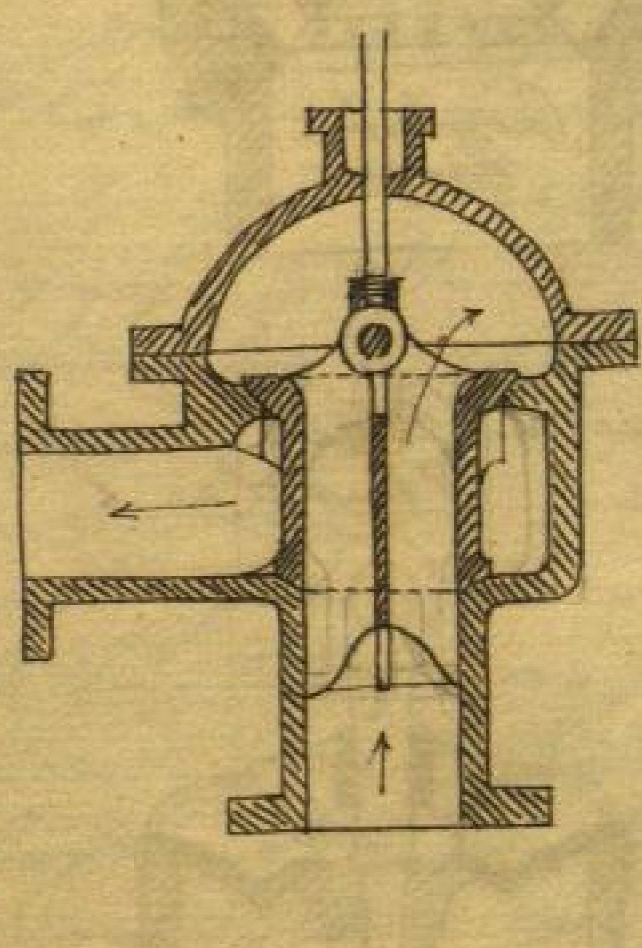
Diese Ventile werden mit großem Vortheil bei den einfachwirkenden Dampfmaschinen mit Balancier zur Wasserhaltung im Bergwerk angewandt. gg sind hier Belastungsgewichte zum sichern Niederfallen und Schließen der Ventile. Die Dampfkräfte auf die untere Fläche O des oberen Ventils und die obere Fläche U des unteren stehen im Gleichgewicht so daß beim Öffnen der Ventile nur ihr eigenes Gewicht plus dem der zwei Gewichte g zu heben ist. — Diese Form der Dampfventile mit Doppelsitz werden durch einen Mechanismus gehoben. Einfache Ventile

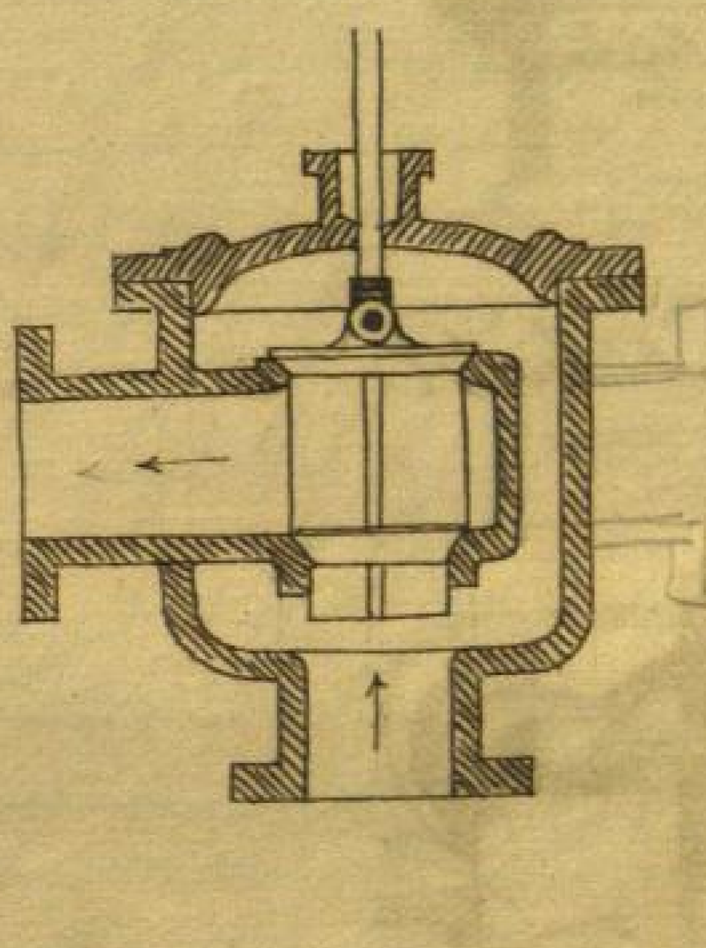


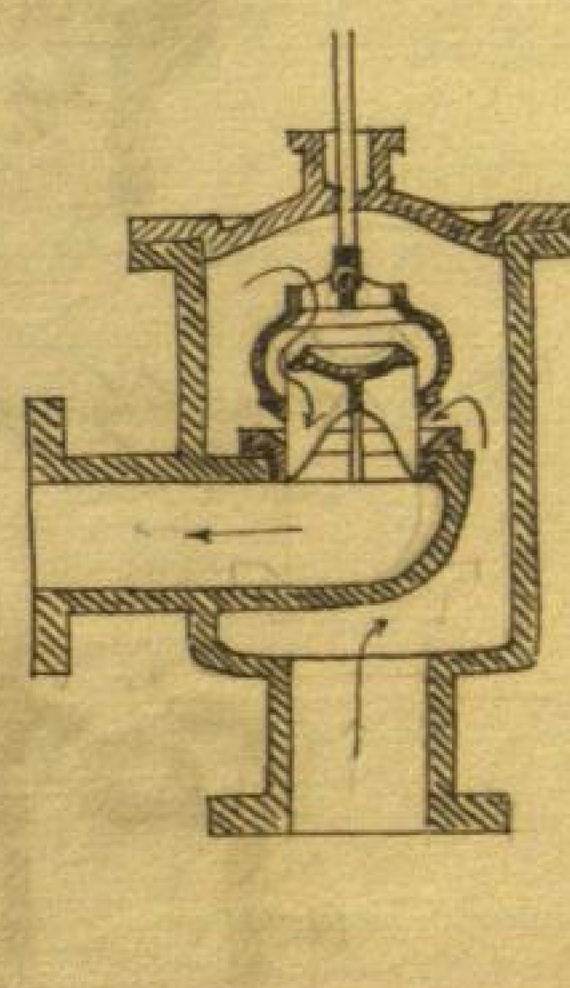
erfordern zum Öffnen zuviel Kraft. So ist der Zug am Doppelventil nach oben $= P = A(r_1 + r)$; die innern Spannungen heben sich auf, weshalb auch P unabhängig von der innern Pressung ist.

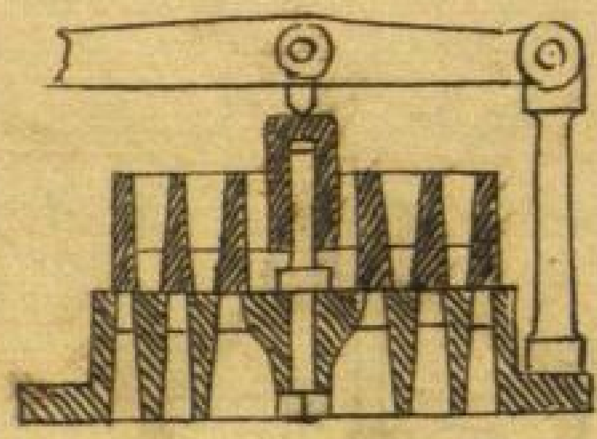




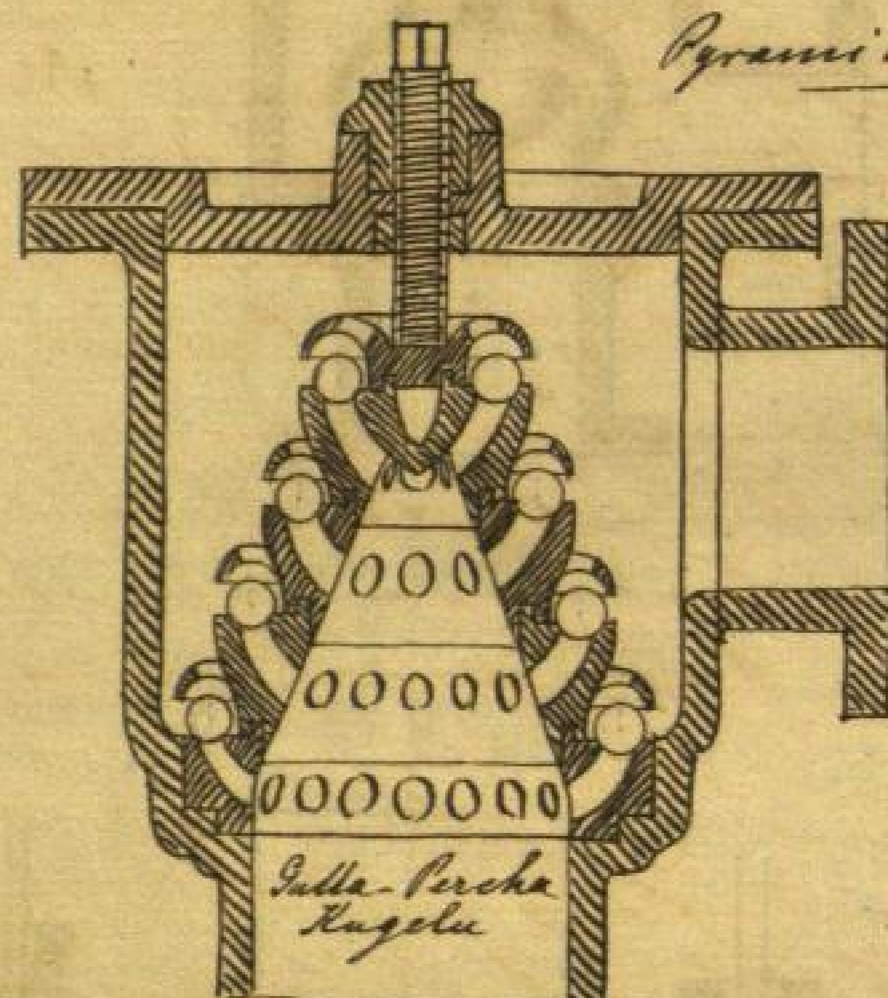


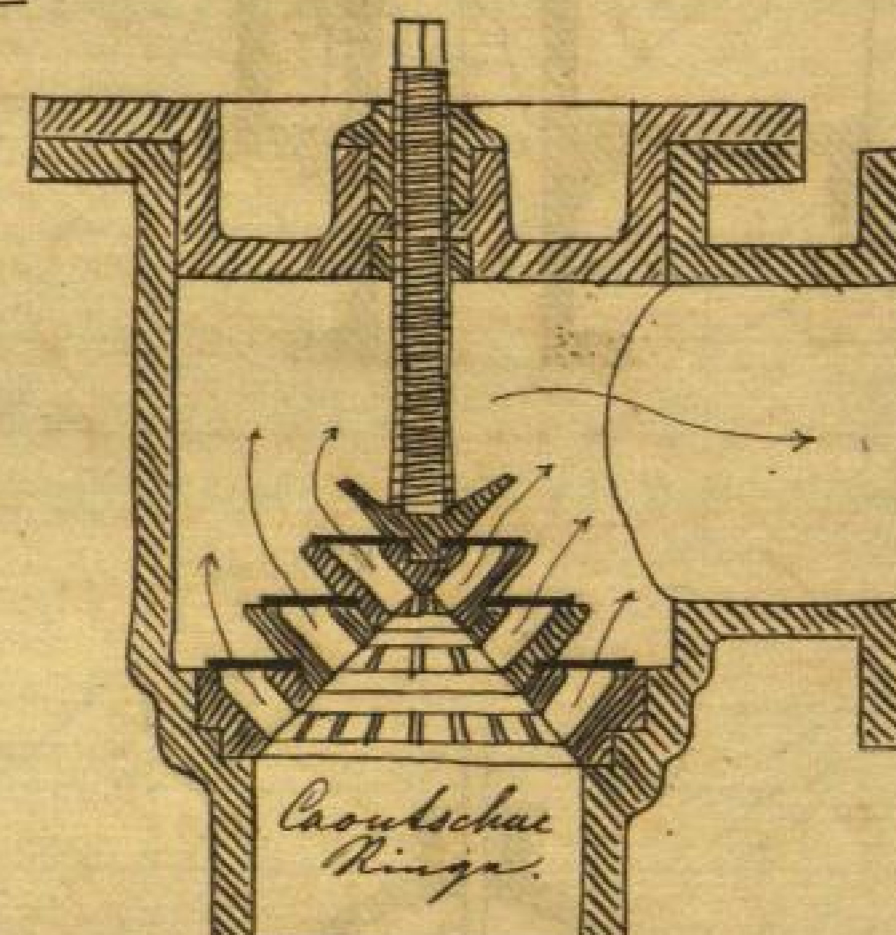






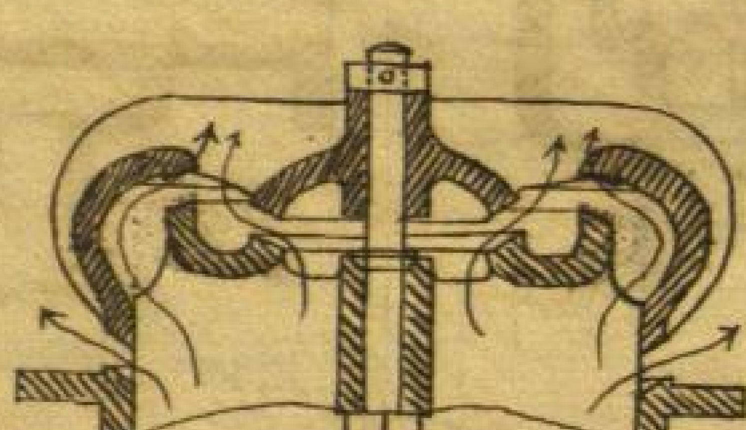
Pyramiden-Ventile.

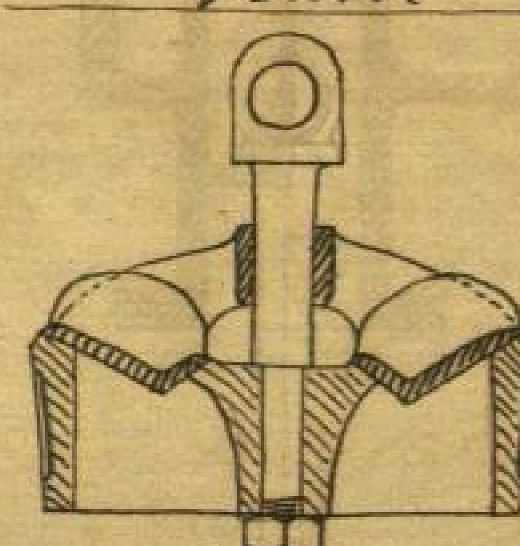


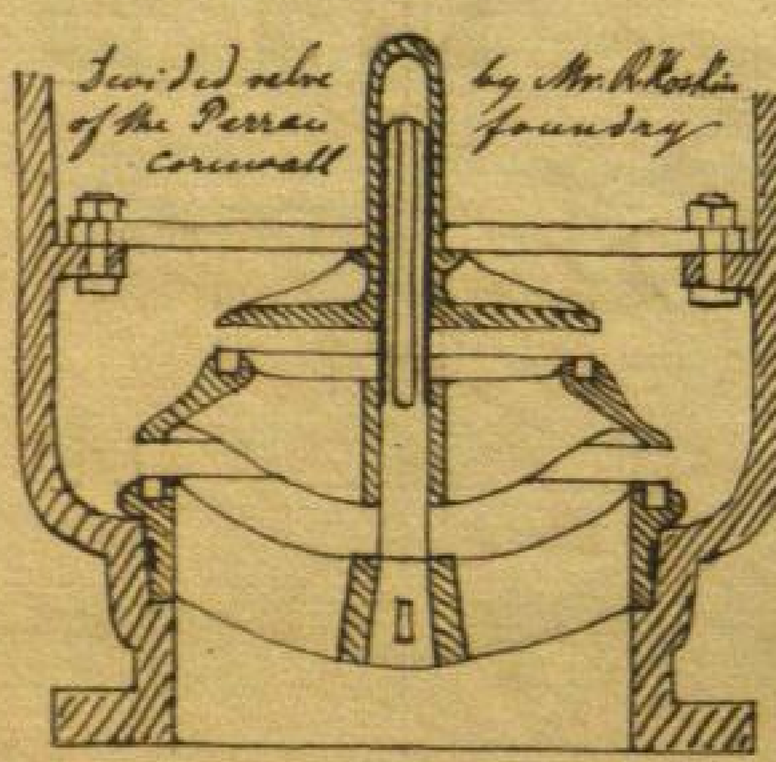


Dreisitziges Ventil.

Doppelsitziges Pumpen Ventil.







Pyramidenventile. Diese Ventile wurden von einem Engländer Namens William Hosking statt der gewöhnlichen zweisitzigen Glockenventile construirt, und bei einem Pumpwerk probirt. Der Durchmesser ist 22" engl und arbeitet unter 160' Druck in Verbindung mit einer Plungerpumpe und einem direkt wirkenden Dampfcylinder. Als diese Ventile statt der alten gew. Glockenventile eingesetzt wurden, konnten $1\frac{1}{2}$ Centner Gewicht am Plunger abgenommen werden, ungefähr gerade das Gewicht des einen alten Glockenventils. Das Pyramidenventil hatte 56 Kugeln von Guttapercha ungefähr 3" Durchmesser.

Die Vortheile dieser Ventile vor den Glockenventilen sind folgende:

1, sind diese Ventile viel sicherer und gegen Verunreinigung des Wassers unempfindlicher als die Glockenventile, denn ein Stück Holz das zufällig dazwischen geräth wird bei den Pyramidenventilen höchstens 1 Kugel offen halten also $\frac{1}{56}$tel der ganzen Öffnung, während das Glockenventil einen großen ringförmigen Raum offen läßt, der in den meisten Fällen die Maschine durchfallen machen wird.

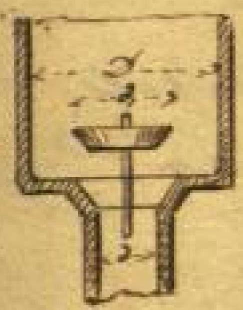
2, da die Guttaperchaballen sehr nahe gleiches specifisches Gewicht mit dem Wasser haben, so ist beim Öffnen derselben nur die Wassersäule nicht aber ihr eigenes Gewicht zu heben das bei großen Glockenventilen 5 bis 6 Centner beträgt.

3. Aus demselben Grunde ist beim Herabfallen der Kugeln kein Stoß hörbar, während die Glockenventile mächtig aufschlagen und oft die ganze Anlage erschüttern.

4, sind diese Ventile sehr leicht und bequem zu unterhalten und repariren.
Durch eine Schraube, die auf den obersten Theil der Pyramide drückt, kann wenn diese gelöst wird, der ganze in Ringe auseinander genommen werden und die zerschlagenen Ballen durch Reserveballen ersetzt werden. Die ausgearbeiteten Ballen können in heißem Wasser plastisch weich gemacht und in einer Form wieder neu gestaltet werden.

Statt Kugeln könnten vielleicht mit Vortheil auch ganze Ringe  genommen werden. Die Durchlaßöffnung für das Wasser würde ~~könnte~~ dabei bedeutend größer gemacht werden ~~können~~, oder bei gleicher Öffnung das Ventil kleiner ausfallen. Um die Ringe spezifisch etwas schwerer, als das Wasser zu machen, was wünschenswerth ist, damit dieselben von selbst fallen und nicht durch die zurückkehrende Wassersäule erst geschlossen werden müssen, wodurch Wasserverluste und Stöße entstehen können, wäre es vielleicht vortheilhaft einen Eisen- oder Bleiring mit einzugießen.

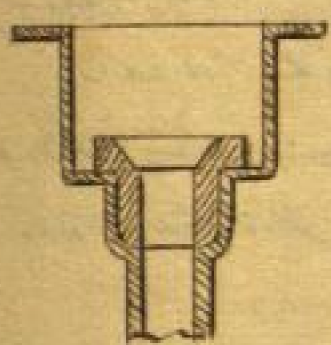
dieser Röhren, die das Ventil nach sehr langer Zeit zu Grunde richten, weicht man aus, ohne an Schlußfläche zu verlieren, durch die sogenannten Kegelventile. ~~Damit~~ Damit das



Wasser bei diesen Ventilen, wenn dieselben geöffnet sind auch allseitig kann muß sein:

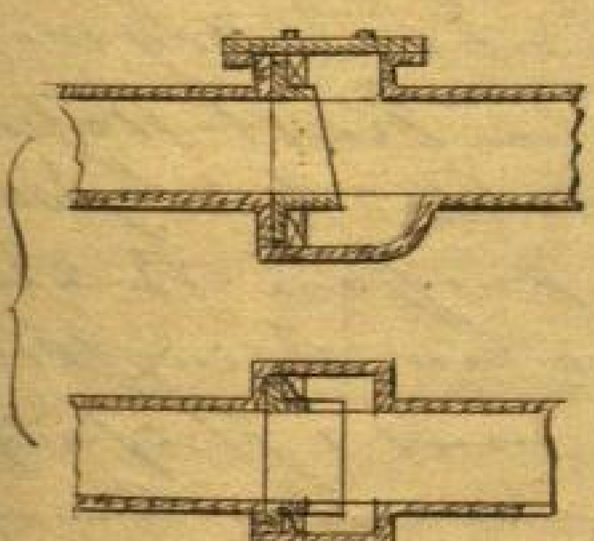
$$D^2 - d_1^2 = d^2 \text{ u. da } d_1 = 1,2\, d \text{ genommen wird}$$

$$D = \sqrt{d^2 + d_1^2} = d\sqrt{1+1,44} = 1,6\, d$$ [Siehe vorhergeh. Nachtrag.



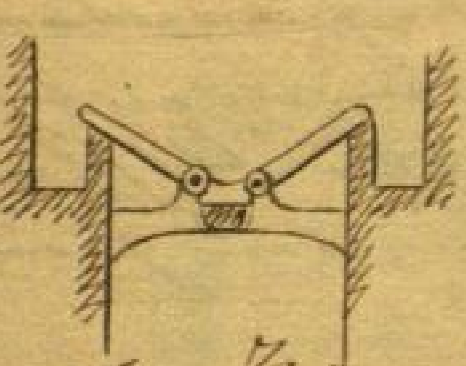
Diese Conus werden nun entweder unmittelbar in die Röhren eingeschliffen oder es werden Messingsitze in die Röhren eingesetzt, die dann erneuert werden können, wenn sie abgenutzt sind.

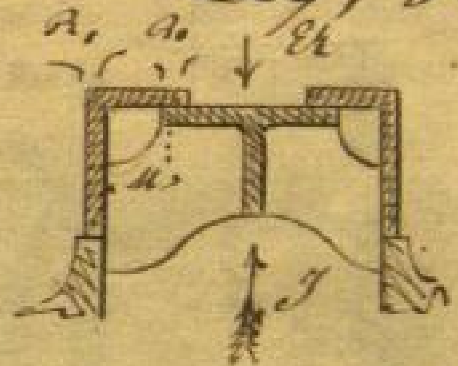
Außer diesen Conusventile hat man noch die sogen. Klappenventile Fig 105 u 106 Res.



Diese werden hauptsächlich da angewendet, wo sehr große Mengen Wasser zu passiren haben.

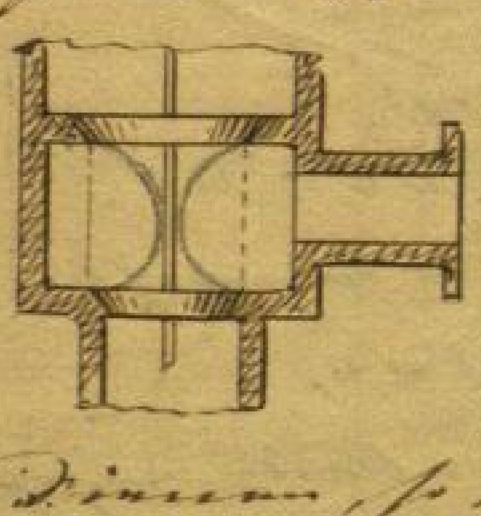
Diese Klappenventile sitzen ebenfalls entweder unmittelbar auf angegossenen Lappen ~~...~~, oder es werden messingene Einsätze hineingeschraubt auf die man die Klappe genau anpaßt.





Sodann gibt es noch Doppelventile für sehr große Pumpwerke. Ist El der Druck von oben pro qcm u. J der Druck von unten, so muß, damit sich das Ventil von selbst öffnet $El\,(R_1 + M + R_0) < J M$ od. $J > El\,\frac{R_0 + M + R_1}{M}$

od. $\frac{J}{El} > \left(1 + \frac{R_0 + R_1}{M}\right)$.



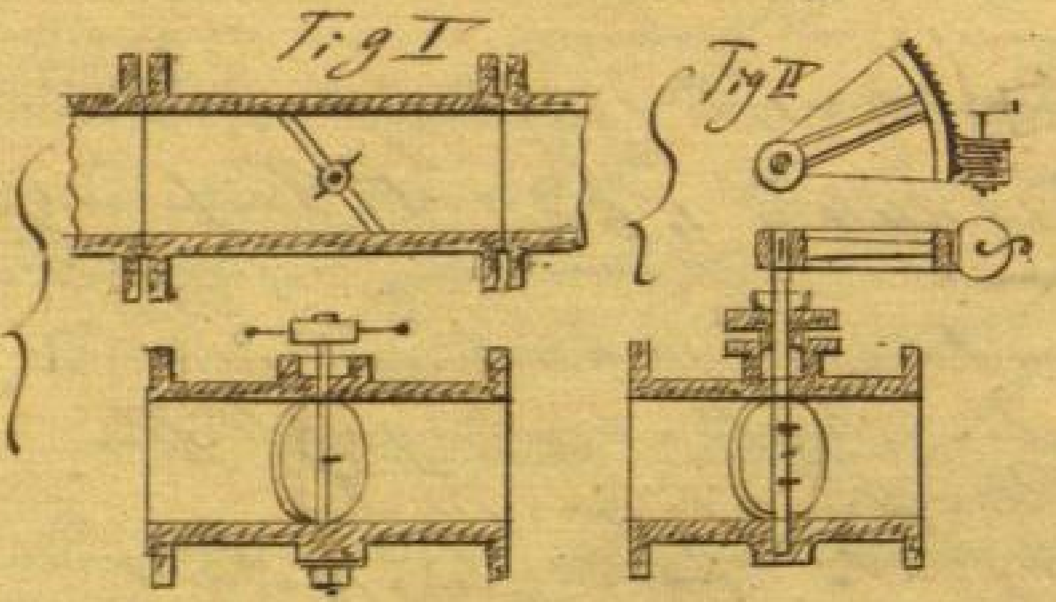
Sollen die Ventile sich nicht von selbst öffnen, sondern zur Steuerung bei Dampfmaschinen dienen, so kann man das Doppelventil Fig 111 anwenden, oder ein solches wie beistehende Figur,

wo

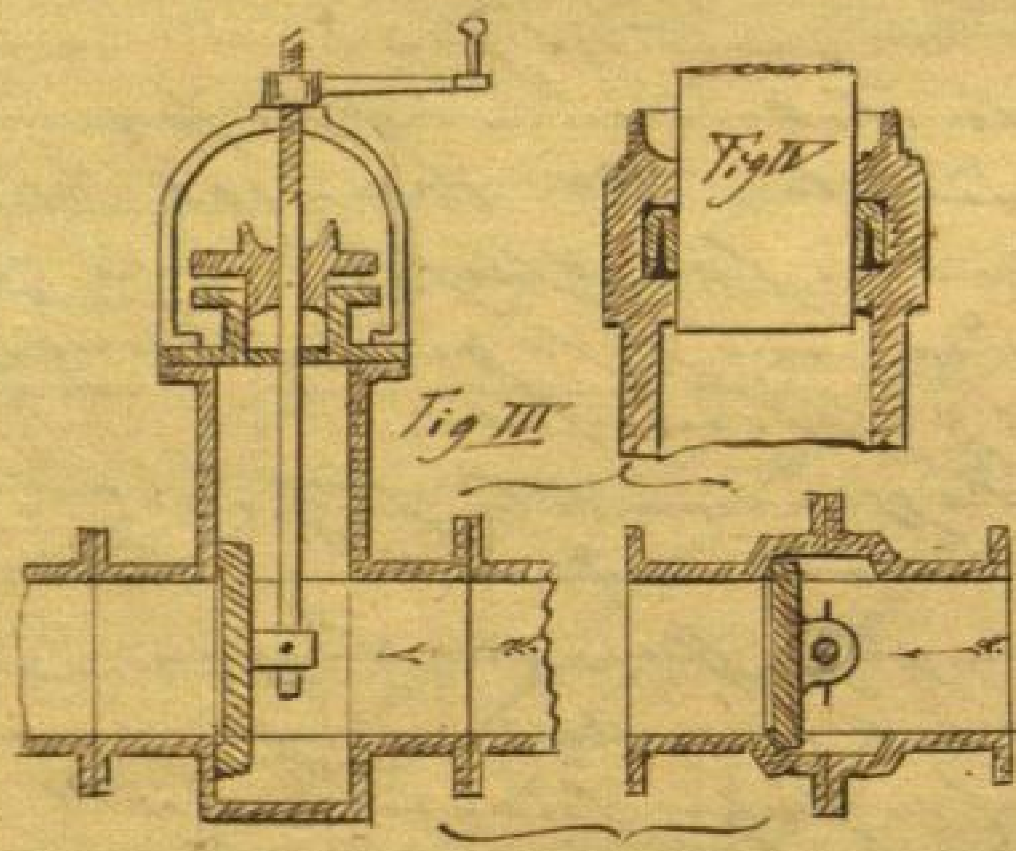
die mit der aller geringsten Kraft geöffnet werden können.

Die Drehen(?) sind in den Resultaten angegeben, wir übergehen sie deshalb hier.

Für große Dimensionen, wo man keine Ventile u keine Krahne mehr anwendet, gebraucht man die Drosselklappe Fig I u Fig II.

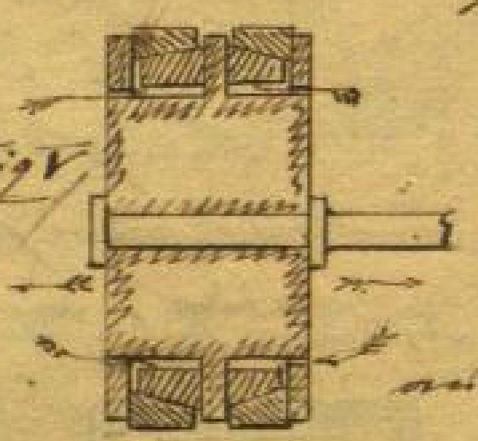


Bei kleineren Dimensionen wendet man auch hie und da Schieberventile an. Jedoch ist bei diesen die Bewegung so enorm(?), daß sie selten angewendet werden.

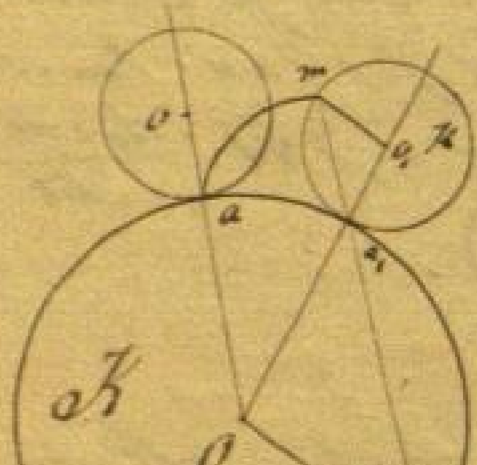


Kolben.

Diese sind auf Tab XIV dargestellt. Außer diesen kennen wir Fig IV u V der erstere ein Kalt-Wasser Kolben bei hydraul. Pressen. der 2te ein Dampfkolben mit 2 schief aufeinander liegenden Ringen(?) und Segmenten zusammen gehaltenen(?)



Ringen. Hiermit beschließen wir den Abschnitt der Maschinenorgane und gehen zu dem allgemeinen(?) Theil des Maschinenbaues über.



Construction einer Curve.

1, Die der Epicycloide Vortr. 3(5) Redt.

Beweis:

$a_1 m = a a_1$ u $\triangle m o_1 a_1 \sim \triangle O a_1 b$

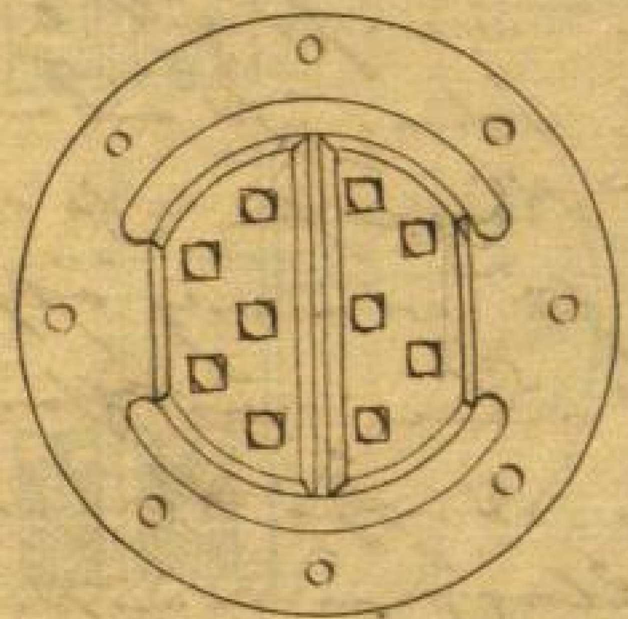
u $\angle m o_1 a_1 = \angle a_1 O b$

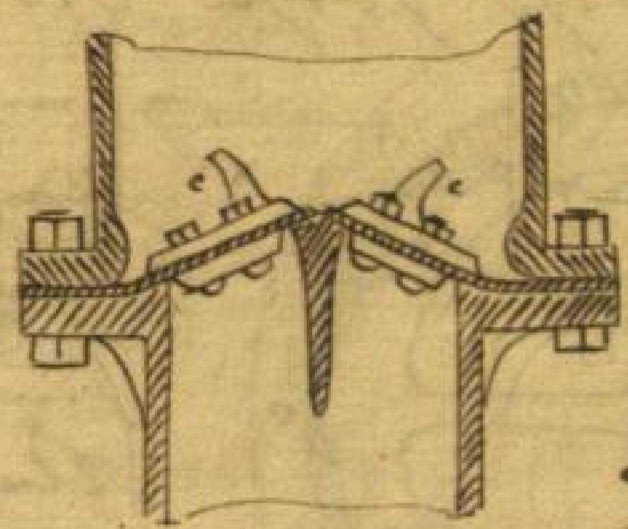
$a_1 b = a_1 m \cdot \frac{K}{k} = \frac{K}{k} a a_1$, $\frac{K}{k} = n$ gesetzt

$a_1 b = n a a_1$, u $ab = (n+1) a a_1$

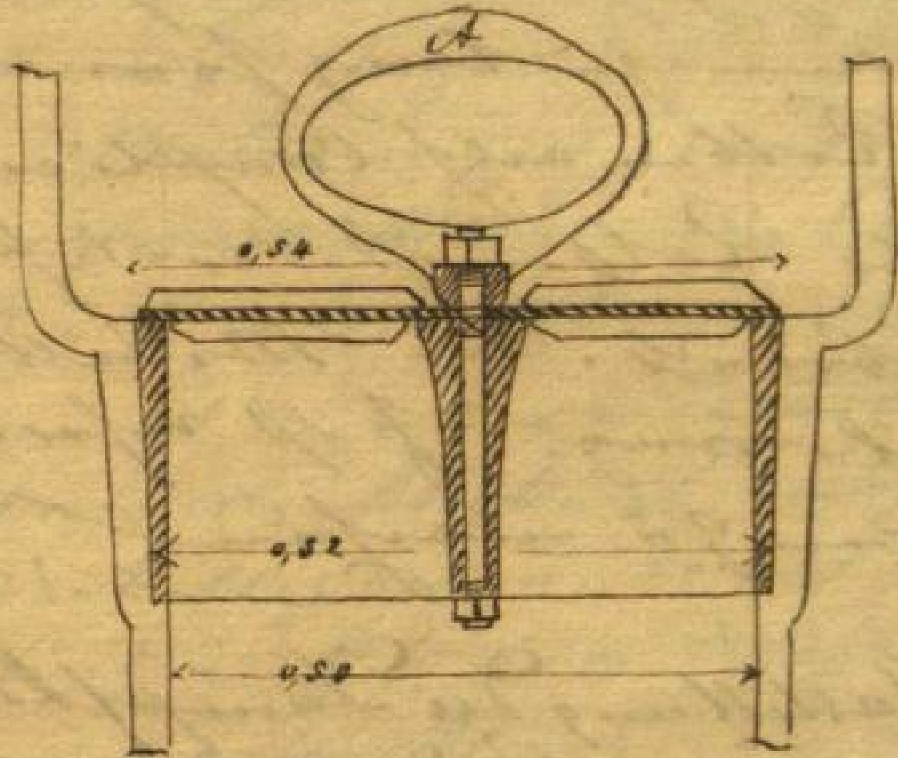
hieraus folgt die in Resultate angegebene Construction der Epicycloide. (Dann mb ist Normale u. ... der Epicycloide)

Nachtrag.



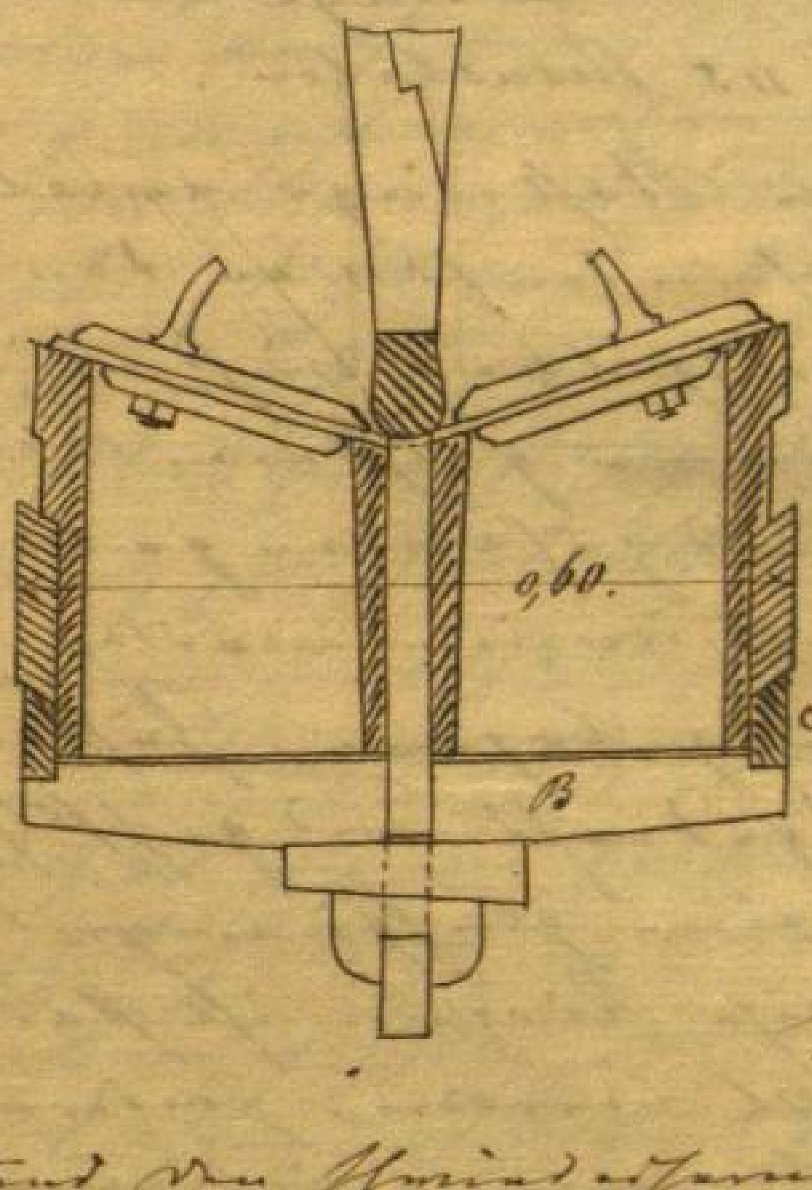


Brunnenventil mit zwei sich nach innen öffnenden Lederklappen. c u. c sind Anschläger.



Schmiedeiserner Grubenventilsitz.

Die Klappen sind von Leder von 7 mm dick, die durch 2 Platten aufgesteift sind. A. dient sowohl als Aufschlag für die Klappen als auch bei einem Versaufen der Sümpfe das Ventil durch Haken herausziehen zu können.

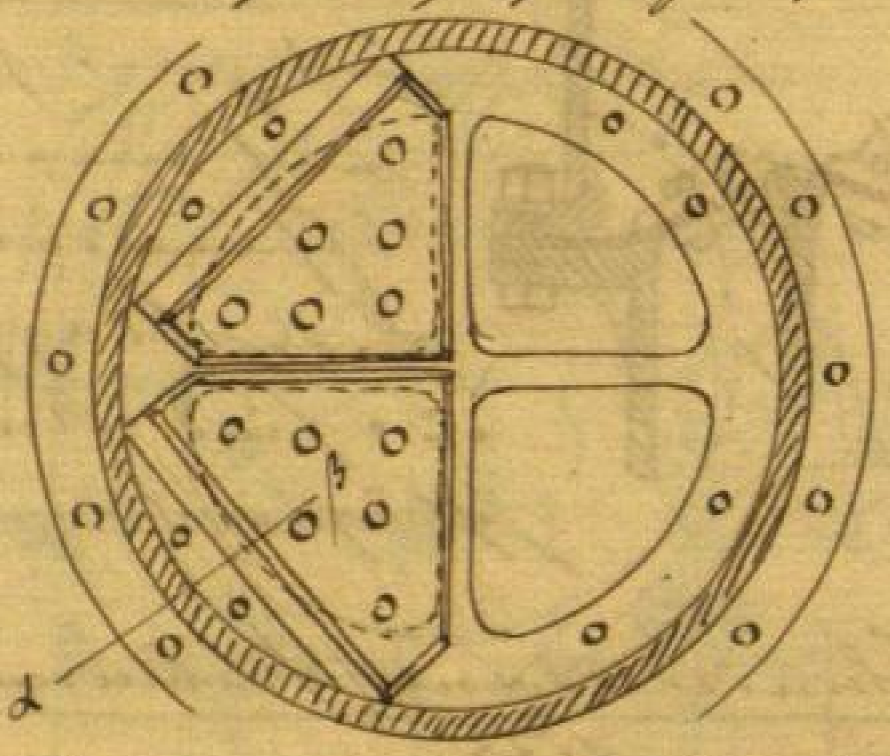


Gusseiserner Saugkolben.

Die Klappen bestehen aus Leder und hatten in Eschweiler den Druck einer 140 m hohen Wassersäule auszuhalten. Die meisten 6 Spiele pro Min. Die Dichtung der Kolbens sind Lederringe von 2-3 cent Breite, die durch den Bügel B, und den schmiedeisernen Ring c zusammengedrückt werden können wodurch sie sich stark verbreitern und so fest an das Kolbenrohr anschließen. Mit solchen Kolben ist man bis zu 0,60 m Durchm. gegangen.

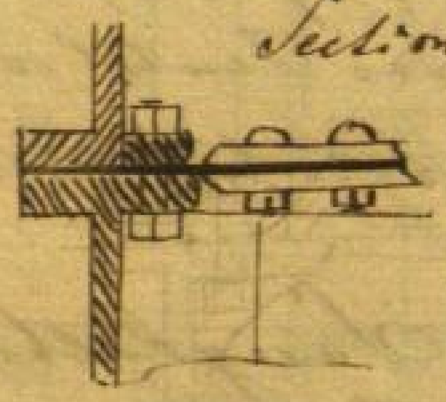
Nachtrag.

Man führt für sehr große Kolben und Ventile mehr als 2 Klappen gemacht. Dies ist aber ein



schlechtes Princip, da das Wasser zu wenig Öffnung findet um zwischen den Klappen durchzukommen. Die Klappen müssen sich zu hoch heben und fallen dann zu lang sam wieder. Außerdem sind diese Kolben auch complicirt. Der einzige Vortheil solcher Kolben ist der, daß man kleinere Stücke Leder braucht. Bei Metallklappen fällt auch dieser Vortheil weg. Es ist daher immer besser blos zwei Klappen zu machen.

Section αβ.



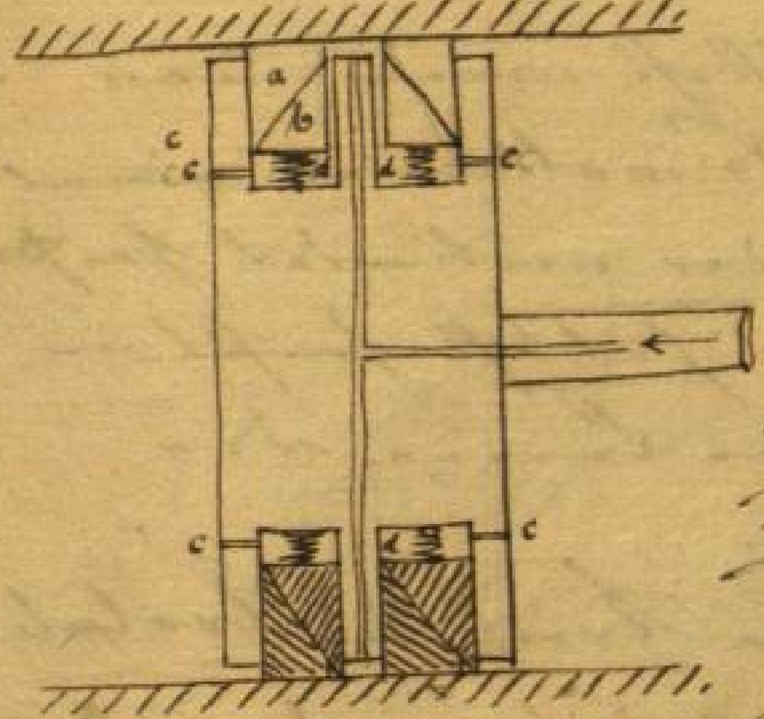
Herstellung der Dampfkolben-Ringe

Siehe Fig. 115 Resultaten.

Damit diese Dichtringe an allen Stellen gleich intensiv an den Cylinder gepreßt werden, dürfen dieselben nicht wie es gewöhnlich geschieht aus einem größeren Ringe gegossen gedreht aufgeschnitten und zusammen gebogen werden, wodurch sie elliptisch, unrund werden, sondern sie müssen im zusammengebogenen Zustand auf das Maß des Cylinders abgedreht und geschliffen werden, dann erst ist eine gleichförmige Dichtung möglich.

Auch dürfen die Ringe nicht stark zusammengepreßt werden, sondern es soll eher ein kleiner Spielraum von 1 mm bleiben damit die Ringe stets nur von dem schwachen Gegendruck p an die Cylinderwand angepreßt werden, und nie von P, der zu viel Reibung verursachen würde.

Nachtrag.



Dampfkolben mit keilförmigen Segmenten.

Durch die kleinen Öffnungen cc leitet man den Dampf hinter die Dichtungssegmente, wodurch sich dieselben auf einander verschieben und sowohl seitlich als gegen den Cylinder zu dicht verschließen. Je kleiner cc sind desto kleiner wird die Spannung des Dampfes hinter den Segmenten sein. Die Räume d sollen möglichst klein sein, wegen des sonst zu großen Dampfverlustes. Bei den Cornwalliser Maschinen sind u. solche Kolben angewendet. – Bei den Kolben ist es eine wesentliche Hauptsache, daß die Form des Kolbens möglichst genau in die des Deckels passen, damit keine zu gr. Dampfverl. stattfinden. Es sollen deshalb alle Schrauben in den Kolben versenkt werden, oder für die Schrauben am Kolben entsprechende Vertiefungen im Cylinderdeckel gemacht werden.

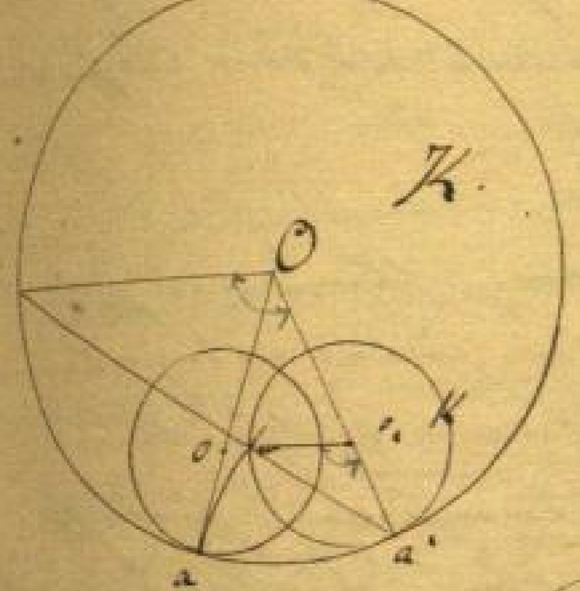
Die Höhe der Dichtung kann klein sein wenn die Dichtung stark an die Wand angedrückt wird, sie muß lang werden, wenn keine große Abnutzung stattfinden, d.h. keine große Pressung zwischen Dichtung und Cylinderwand vorhanden sein soll.

Da die Dampfverluste bei kleinen Maschinen größer sind als bei großen, so sollte man eigentlich diese Dichtung für kleine Masch. höher machen als bei großen. Da aber kleine Cylinder und Kolben leichter und feiner gemacht werden können so macht man umgekehrt die Dichtungshöhe für große Cyl. größer als für kleine. – Hanfdichtung wird doppelt so hoch gemacht als Metalldichtung.

Nachtrag.

Diejenige Linie, die entsteht wenn man die Durchschnittspunkte der Normallinien einer Curve die stetig miteinander verbindet heißt die Evolute. Die Curve selbst heißt in Bezug auf die entstandene Linie die Evolvente derselben.

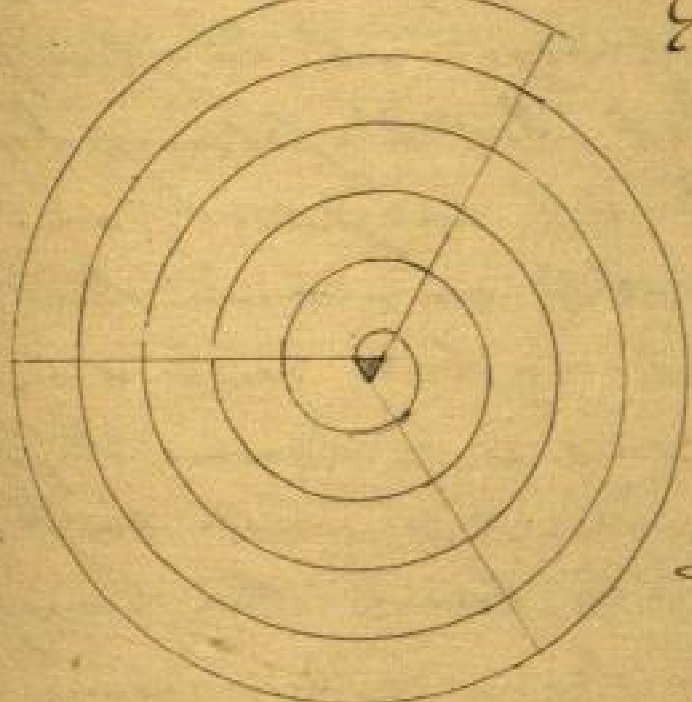
So ist der Kreis die Evolute der Kreisevolvente, das Δ die Evolute der Dreiecksevolvente

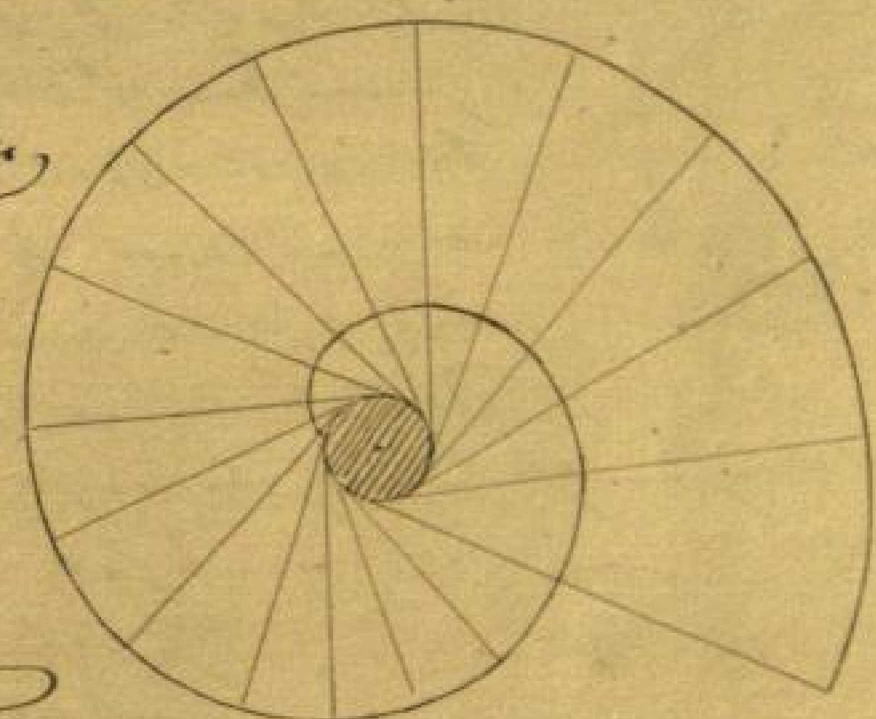


Hypocycloide.

Macht man wieder $aa_1 = a_1m$, so ist:
$\Delta\, bOa_1 \sim \Delta\, mo_1a_1$ u. $\angle bOa_1 = \angle mo_1a_1$
$ba_1 = \frac{K}{k}\, a_1m = n \cdot ma_1$, $ba_1 = n \cdot aa_1$
u. also $ba = (n-1)\, aa_1$ ebenso wie bei der Epicycloide. So folgt auch hier die auf Seite 3.6 u. Taf. I Fig. 96 angegebene Constr. einer Hypocycloide.

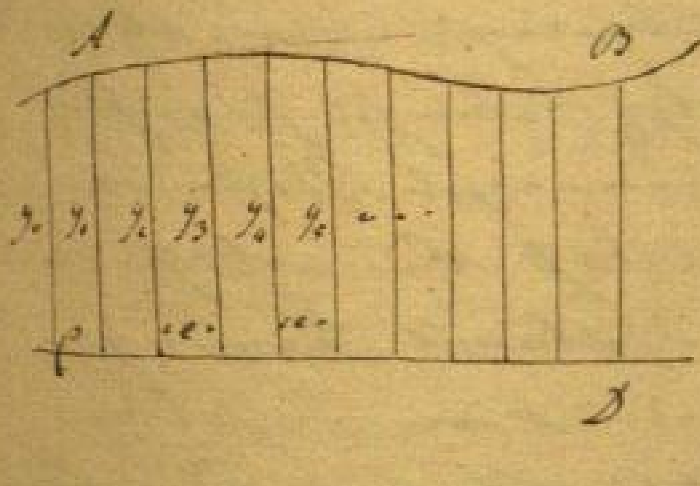
Evolventen z.





Die Kreisevolvente. — Die Kreisevolvente.

Flächenberechnung.



Es sei ABCD der zu berechnende Inhalt. Man theile CD in eine gerade Anzahl n gleicher Theile, deren jeder $= e$ ist, messe die Ordinaten $y_0\, y_1\, y_2$ etc., so erhält man die gesuchte Fläche F, die krummen Begrenzungen jedes einzelnen Trapezes als gerade Linie angesehen,

$$F = e\,\tfrac{1}{2}(y_0+y_1) + e\,\tfrac{1}{2}(y_1+y_2) + e\,\tfrac{1}{2}(y_2+y_3) + \dots\dots\; e\,\tfrac{1}{2}(y_{n-1}+y_n)$$

$$F = e\left\{\tfrac{1}{2}(y_0+y_n) + y_1+y_2+y_3 + \dots\; y_{n-1}\right\}$$

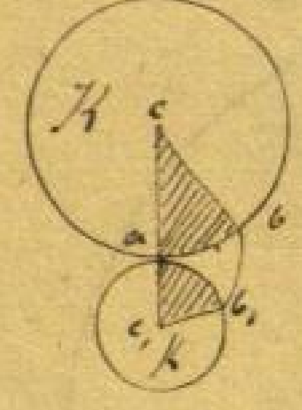
Bei der Simpson'schen Regel S. 4. 9. nimmt man die krumme Begrenzung nicht bloss als eine gr. Linie an und erhält dann folgenden etwas genaueren Inhalt.

$$F = \tfrac{1}{3}\, e\left(y_0+y_n + 4(y_1+y_3+y_5 + \dots\, y_{n-1}) + 2(y_2+y_4 + \dots\, y_n)\right)$$

Ueber die Rollen u. ihre Anordnungen ist auf Seite 5 u. 6 genügend viel gesagt, wir übergehen daher eine nähere Besprechung.

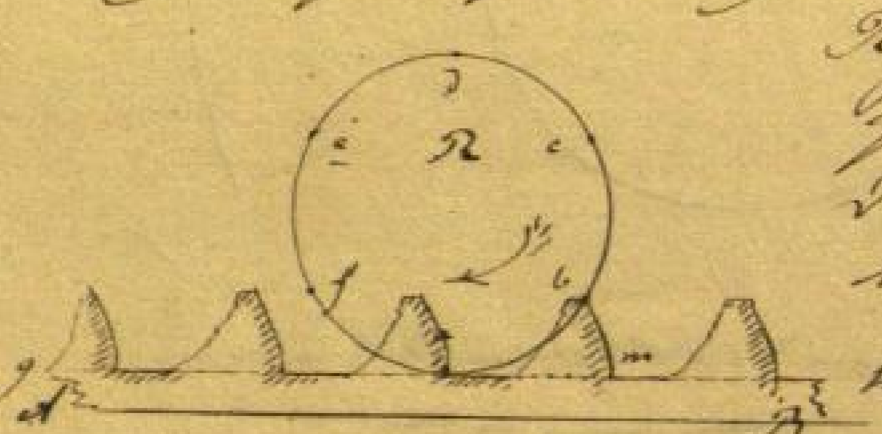
Von den Verzahnungen.

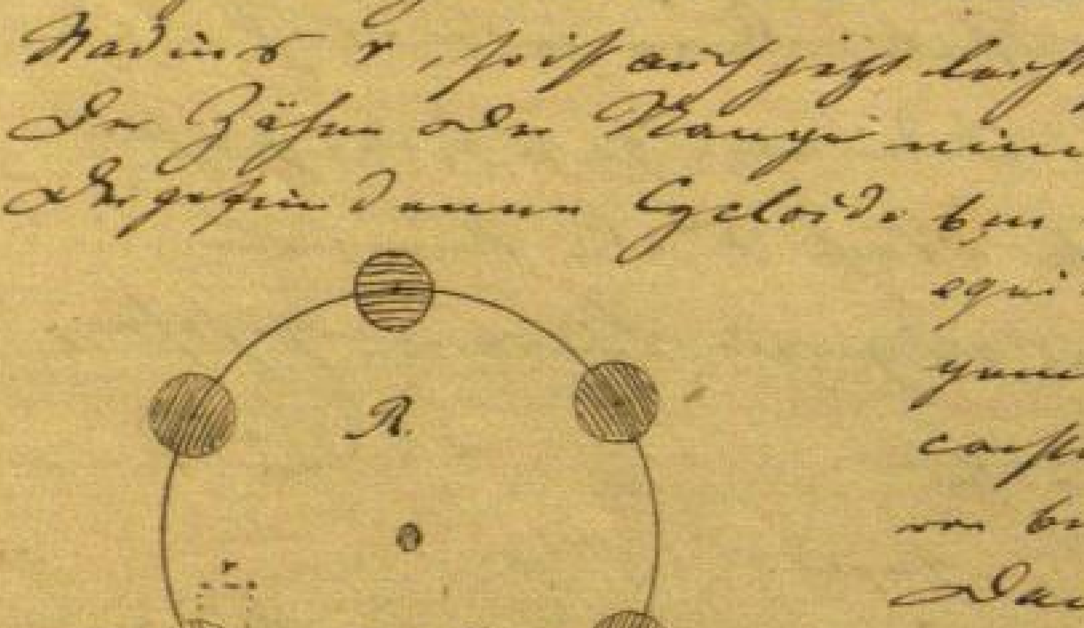
Zwei Zahnräder, wenn sie sich richtig bewegen sollen, müssen so construirt werden, daß die Winkelgeschw. jedes einzelnen in jedem Moment dieselbe ist, sie müssen sich wie 2. Scheiben bewegen, die sich durch am Umfang einander mitnehmen, so daß der Bogen am Umfang der einen Scheibe, der schon durchlaufen ist = ist dem zurückgelegten Bogen der andern Scheibe.



Sind also K. u. k. Theilkr. der zu verzahnenden Räder so müssen die Zahnformen so gewählt werden, daß K ab durchläuft, wenn k den gl. Bogen ab, durchlaufen hat, oder mit and. Worten, daß das Verhältniß der Winkel acb_1 u. acb immer $= \frac{K}{k}$ d.h. constant sei.

Soll z.B. eine Stange AB von einem Rad R nach diesem Grundsatz bewegt werden, u. nehmen wir an, daß Rad R habe am Umfang 6 ∞ dünne Stifte abcdef, so sehen wir in diesem Falle leicht ein, daß das Rad blos dann die Stange richtig bewegt, wenn deren Zahnformen eine Cycloide sind, die von Pkt b z.B. durch Wälzung auf gh beschrieben. so daß also $\overline{ab} = \overline{am}$ ist. Dann denken wir uns jetzt R um ab fortgedreht, daß a nach m u. b nach a kommt, so ist m nach a getreten. Der zurückgelegte Weg ab von R ist aber = dem zurückgelegten Weg an der Stange folgl. haben sie sich richtig bewegt. — Hat das Rad nun keine ∞ dünnen, od. Stifte von Radius r, so ist auch jetzt leicht zu begreifen daß die richtige Form der Zähne der Stange nun eine equidistante Linie von der früheren Cycloide bm ist, u. zwar um r von derselben equidistant. So daß also erst $\overline{ab} = \overline{am}$ genommen wird und die Cycloide bm construirt u. dann xo um r equidistant von bm gezeichnet wird.





Dann ist der von R bei $\frac{1}{6}$ Umdrehung zurückgelegte Weg $= \overline{ab} - r$ und der von der Stange $= \overline{am} - r = \overline{ab} - r$ folglich haben sie sich richtig bewegt.

Den untern Theil der Zähne macht man beliebig so, daß die Stifte bequem greifen können. —

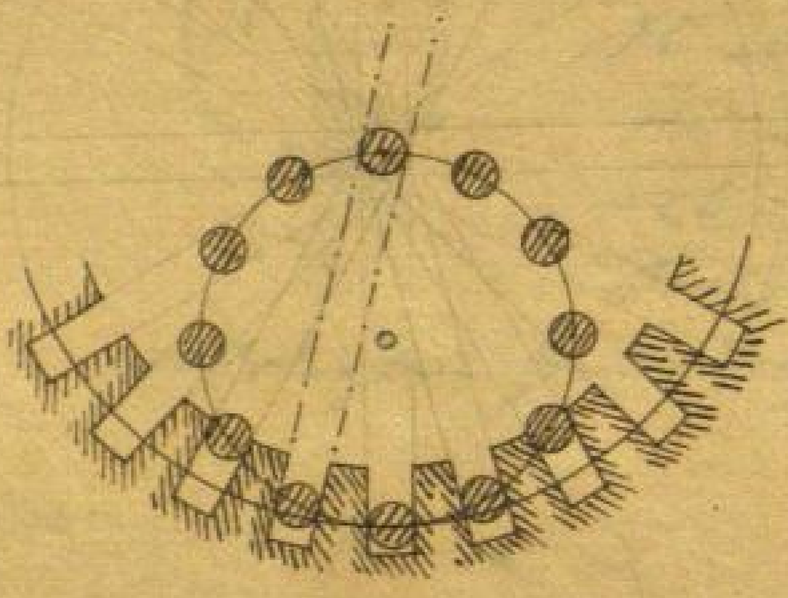
Nachtrag.

Die Verzahnung mit Triebstöcken ist deswegen eine schlechte, da der Eingriff der Zähne nur auf einem sehr kleinen Bogen der Triebstöcke stattfindet, wodurch dieselben sehr bald ihre Gestalt verändern deformirt werden. Ebenso werden sich die Zähne ungleichförmig abnützen, denn die Pressung zwischen Triebstock und Zahn wächst gegen das Ende des Eingriffs zu, ist zuerst am schwächsten und wird zuletzt am stärksten. Die Zähne werden sich deshalb an der Spitze mehr abnützen als an ihrer Wurzel.

Nachtrag.

Die Verzahnung mit Epicycloiden und radialen Querschnitt ist, was Abnützung der Zähne betrifft besser als die Triebstockverzahnung, die physische Berührung findet auf einer breiteren Fläche statt, als bei der Triebst. Verzahnung, und bewegt sich durch größere Bogen der Zähne, wodurch 1, die Intensität des Druckes zwischen den Zähnen klein und 2, die Deformation geringer wird.

—

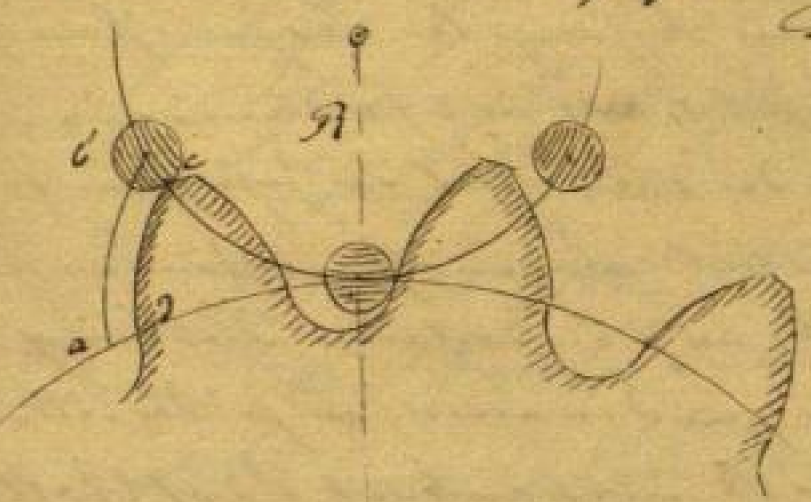


Innere Verzahnung mit Triebstöcken und Hypocycloiden

—

Ist der Radius des Triebstockrades genau halb so groß als derjenige des Zahnrades, so werden die Hypocycloiden radiale Linien und also die Zahnlücken radiale Querschnitte

Soll das Kammrad R in ein Triebrad R_1 richtig eingreifen, so muß die Zahnform des letzteren eine Epycloide sein, ab, welche der Pkt b beim Wälzen des R auf R_1 beschreibt, wenn R ∞ dünne Stifte hat. Haben aber die Stifte wieder einen Radius r, so muß natürlich die Form der Zähne von R_1 eine um r von der Cycloide ab equidistante Linie sein, wenn R richtig in R_1 eingreifen, dasselbe richtig bewegen soll. Ein Beweis ist wohl überflüssig.



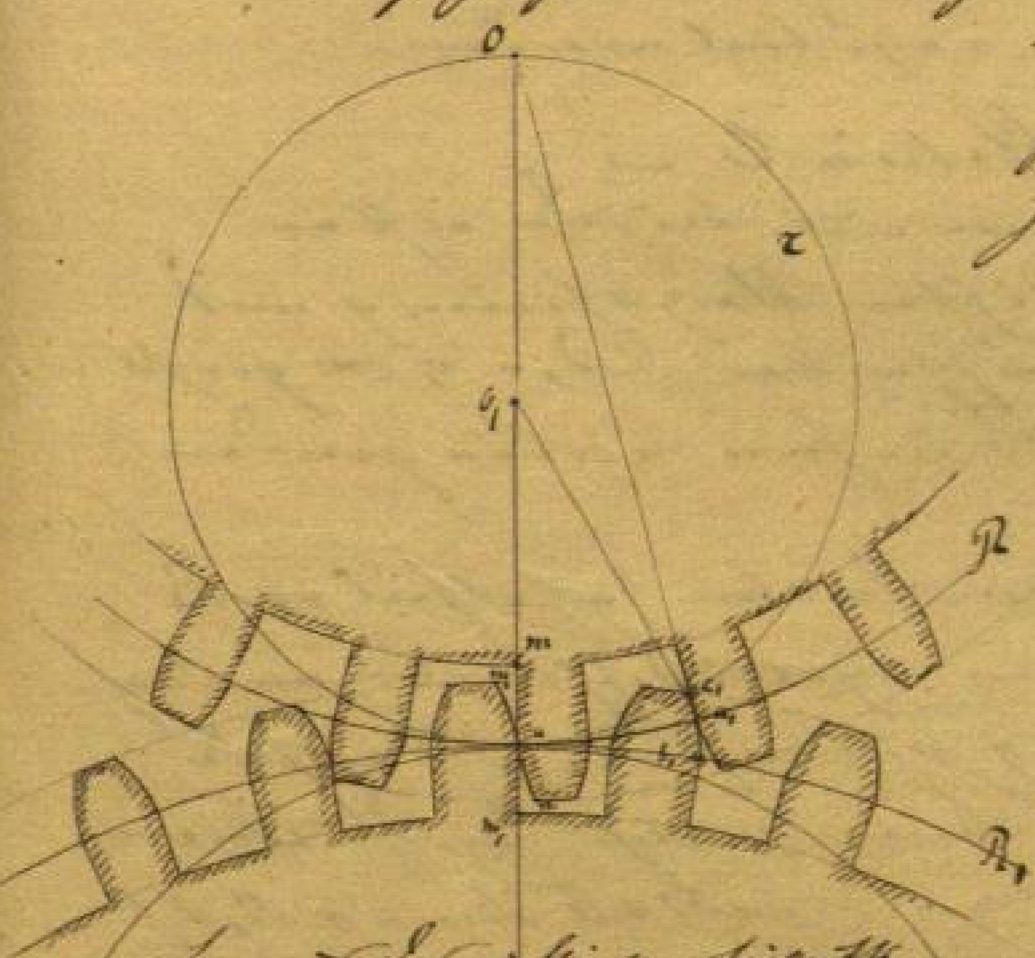
Triebrad. R_1

Sollen beide Räder Zähne bekommen, so ist nun die Frage, wie sollen die Zähne des einen und wie die des andern geformt werden um eine richtige Bewegung beider hervorzubringen.

Diese Formen gibt es im allgem. ∞ viele, denn es kann zu jeder beliebig angenommenen Form des einen Rades eine richtige Form des andern Rades gefunden werden.

Einige der häufigst vorkommenden Formen sind folgende:

1. Epycycloidische Verzahnung mit radialen Endschnitten.



Es seien R u. R_1 die Theilkreise der zwei Räder. r u. r_1 diese deren Halbmesser halb so groß als R u. R_1, also $r = \frac{R}{2}$ u. $r_1 = \frac{R_1}{2}$.

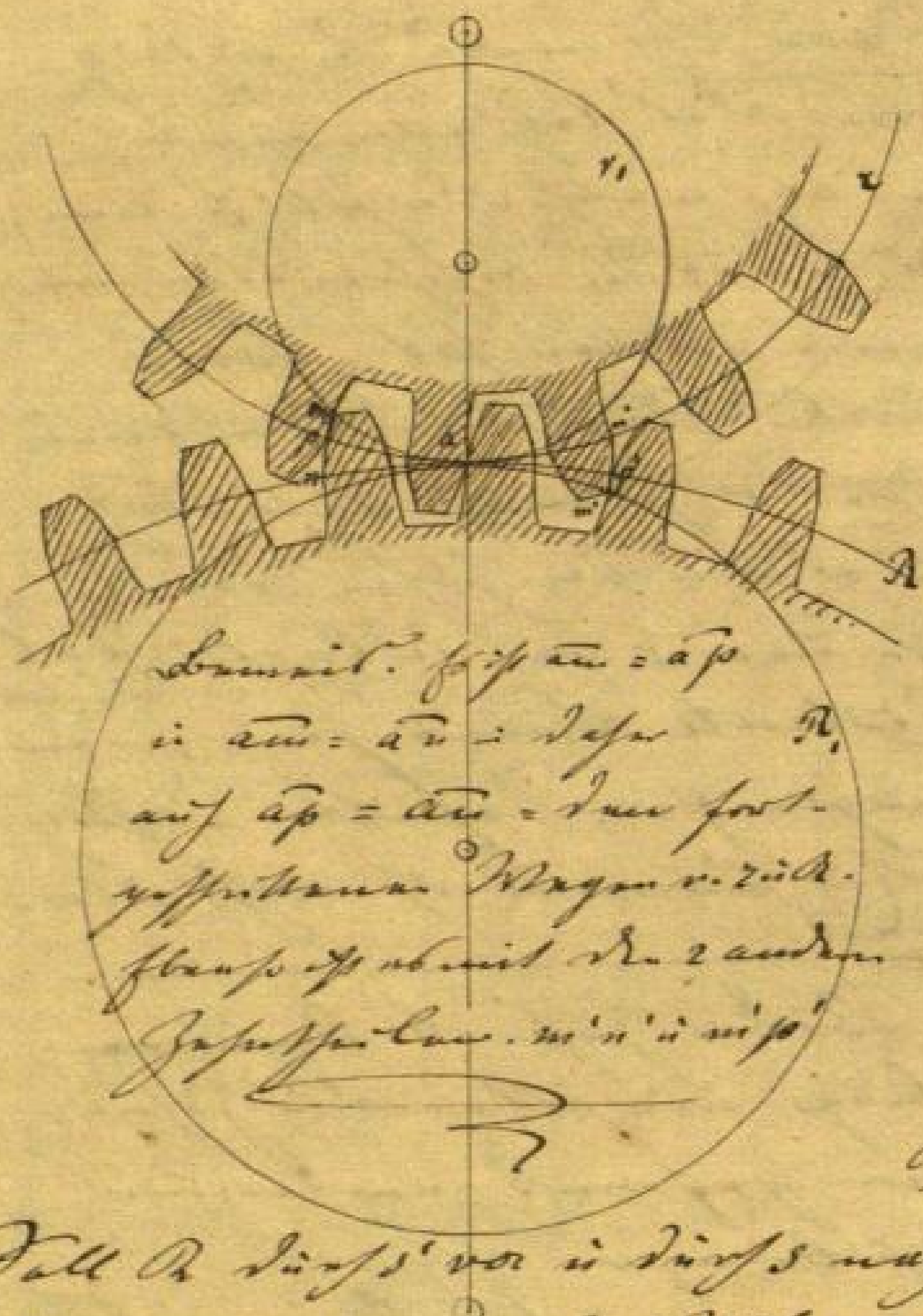
Man mache am radial, an gleichnamigen epycycloidischen Bogen, entstanden durch Wälzung des Kreises r auf R_1,

am_1 radial u. an_1 ein durch die Wälzung des Erzeugungskreises r auf R_1 entstandenen epycycloidischen Bogen.

Ist an entstanden durch Wälzung r auf R_1, während sich eine Theilung, so greift R_1 durch eine Theilung nach der Centrallinie oa in R ein. Und ist an_1 entstanden durch Wälzung r. R_1 auf R durch einen Weg s so greift R_1 durch einen Weg s von der Centrall. in R ein.

Beweis des richtigen Eingriffs.
Es ist $ac_1 = ab$, gemessen werden.
oc_1a, eine radiale Linie
o_1c_1 radial zu r, folglich auch
$ac_1 = aa_1$ Demnach auch
$ab = ac_1$, d. h. die Wege auf beiden Theilkr. sind einander gleich.

Epycycloidische Verzahnung mit hypocycloidischen Fußflanken.



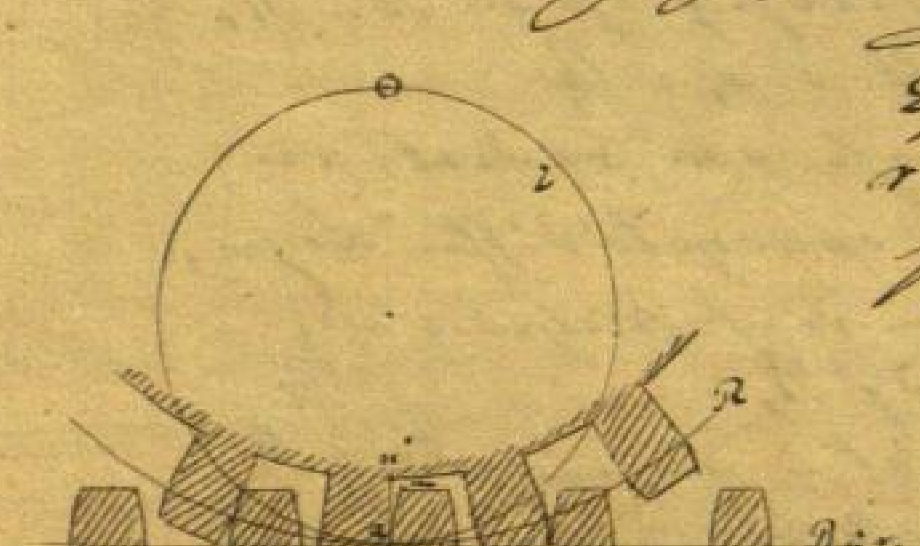
Da nach ... sich an = a? u. an = an ... daher auch a? = an = dem fortgeschrittenen Wege ... ist also mit der 2 andern Zahntheilen m n' u. m? ...

Dann muß der untere Theil der Zahnform von r ein hypocycl. Bogen ist entstanden, indem sich r, auf r fortbewegte. ... u. n n' der obere Theil der Zahnform von r ein epycycl. Bogen ist entstanden, indem sich R, auf r durch eine Theilung durchwälzte, ebenso muß der untere Theil von R entstanden durch Rollung von R, u. R u. m n der obere Zahntheil von R indem sich r' auf R durch eine Theilung fortwälzte, so greifen die 2 Räder r u. R richtig durch eine Theilung vor u. durch eine Thlg nach der Centrallinie ineinander ein.

Soll R durch 3 vor u. durch 3 nach der Centrallinie in r eingreifen, muß n n' entstanden sein durch Wälzung von R' durch einen Weg 3 auf r und m m' indem r, durch einen Weg 5 sich auf R fortwälzte, was man aus der guten Form der Zähne wegen zu thun genöthigt ist. Wird jedoch der Obertheil von r also m n zu lang u. m n von R zu kurz, so läßt man R schon in $1\frac{1}{2}$ Theilung vor der Centrallinie u. bis $\frac{1}{2}$ Theilg nach der Centrall. in r eingreifen, wodurch dann die Zahnlängen regulirt werden.

Zahnstange mit Getriebe.

Denken wir uns bei der ersten Epycycloidischen Verzahnung mit radialen Fußflanken R, u. r, ∞ groß so haben wir unseren vorliegenden Fall.



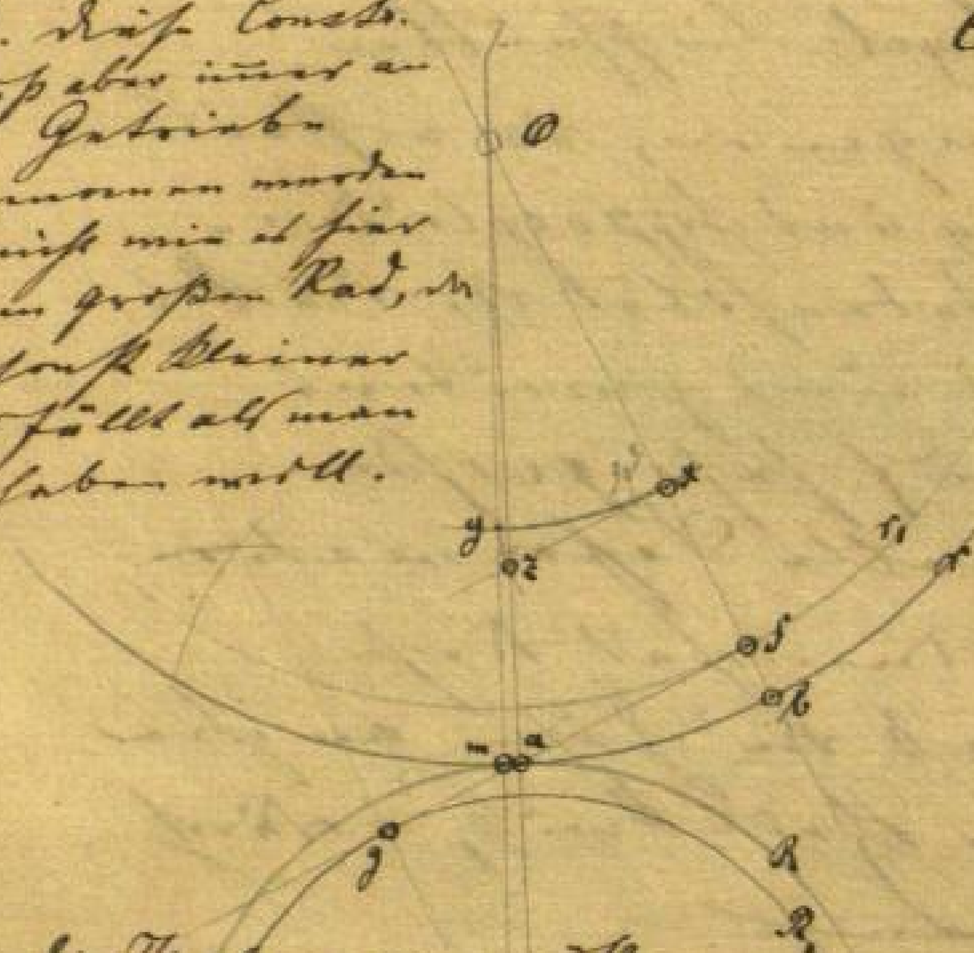
Bogen am der obere Zahntheil von R ist alsdann cycloidischer Bogen durch Wälzung r. auf R. d.h. auf der geraden Linie, welche die Theilkreis der Zahnstange vorstellt. a n ist eine radiale Linie von R, d.h. senkrecht auf die Theillinie der Zahnstange.

Bogen a m, ist jetzt Evolvente von R und an' ist wieder eine radiale Linie. Damit die Zahnformen schöner werden als hier, läßt man r weniger vor und nach der Centrallinie in die Zahnstange eingreifen. ——

Nachtrag.

Diese Epycycl: Verz: mit Hypocycl: Einschnitten ist besser als alle vorhergegangenen, da erstens die physische Berührung der Epy und Hypocycloiden. Länge sehr groß ist, wodurch die Intensität des Druckes zwischen den Zähnen klein wird und zweitens bewegt sich die Berührung auf sehr großer Länge der Zähne was einer schnellen Deformation derselben verhindert. Außerdem hat diese Verzahnung noch das gute, daß die Zähne an ihrer Wurzel dicker werden als am Theilkreis, wodurch sie sehr an Festigkeit zunehmen.

NB. diese Constr. muß aber immer an den Getrieben vorgenommen werden und nicht wie es hier ist am großen Rad, da ag sonst kleiner ausfällt als man es haben will.



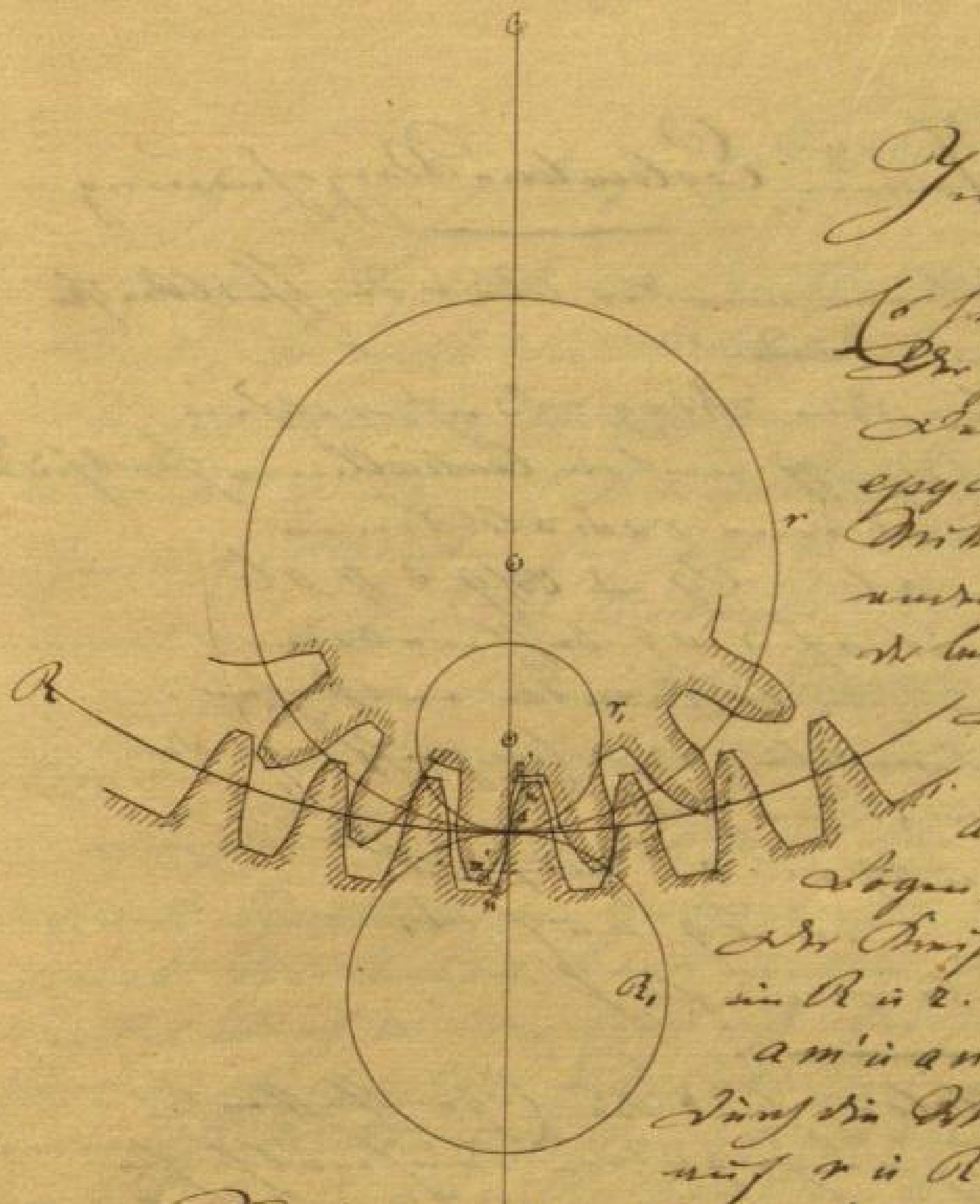
NB. Die Theilungen müssen bei Evolventen-Verzahnung auf den Abwicklungskreisen R' und r' gemessen werden.

Construction des ∠ aob zur äußern Evolventen-Verzahnung.

R und r seien Theilkreise zweier Räder. Bogen mb gleich demjenigen Bogen durch den ~~man die Theilung hab~~ oder Eingriff stattfinden soll. ∠ mob Eingriffswinkel. xy ein beliebiger Kreis aus o. $\overline{xz}$ senkrecht auf ox, $\overline{xz} = \overset{\frown}{xy}$; Man ziehe oza o', mache ao' gleich dem Theilkreishalbm. des anderen Rades, ziehe gaf senkrecht auf ob und o'g senkrecht auf gf und ziehe nun durch f und g zwei Kreise r' und R', so ~~sind~~ ist gf tangente zu beiden und zugleich Erzeugungslinie der Evolventen.

Evolventen-Zahn-Schneid-Maschine.

Denkt man sich bei a eine auf fg senkrecht stehende Linie, so beschreibt diese bei ihrer Bewegung von f und g relativ gegen die Räder genommen eine Evolventenfläche, die genau die Zahnfläche ist. Hierdurch ist es möglich Räderschneidmaschinen zu construiren die automatisch, mathematisch genaue Evolventenzähne schneiden. Man braucht nur einen auf und ab gehenden Meißel in a auf einem Support zu befestigen, der sich auf der geraden Linie fg bewegt, während man die Räder um ihre respective Axen dreht, und zwar immer um einen Bogen der gerade so groß ist als der Weg den der Meißel auf fg beschreibt. Support und Räder müssen mit einer Schaltung bewegt werden!



Innere cycloidische Verzahnung.

R u. r seien die Theilkreise der zu verzahnenden Räder. Denken wir uns bei der äußeren epycycloidischen Verzahnung den Mittelpunkt des Kreises R auf die andere Seite der Berührungsstelle der beiden Theilkreise, so haben wir den vorliegenden Fall.

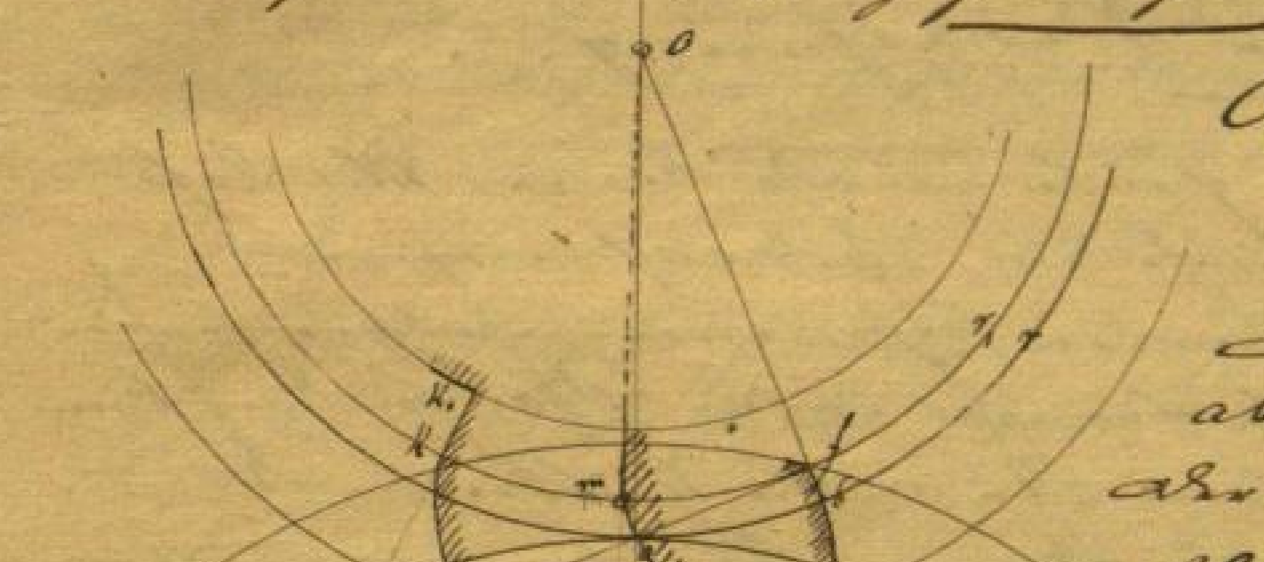
Es ist demnach:

am u. an, 2 hypocycloidische Bögen, erzeugt durch die Wälzung des Kreises r, (kleiner als $\frac{r}{2}$ feststehend beliebig) in R u. r.

am' u. an' epycycloidische Bögen, durch die Wälzung des Kreises R, (beliebig) auf r u. R.

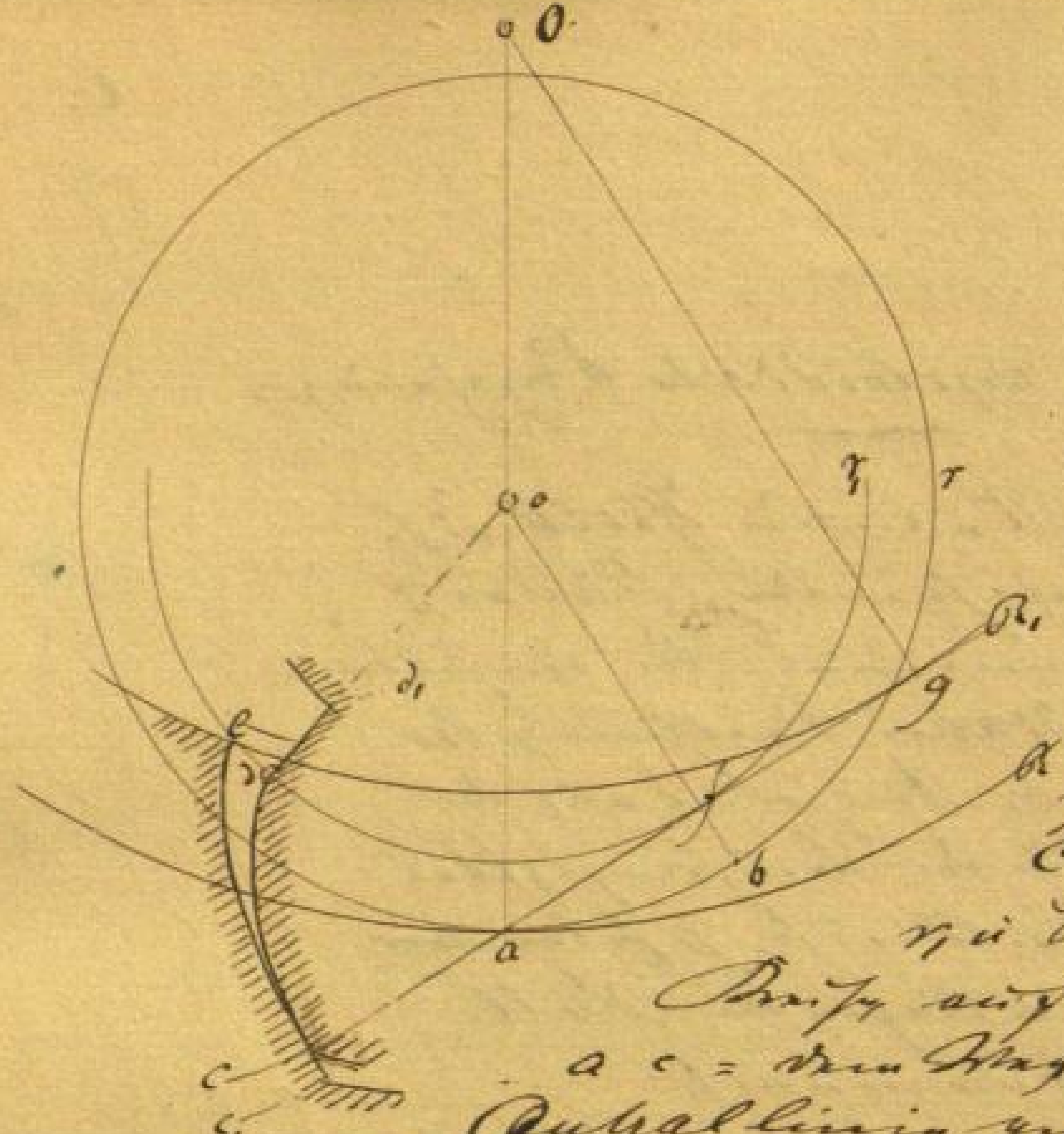
Seite 10 u. 11. No 26 sind Formeln u. Tabellen zur Construktion der Verzahnungen mit Kreisbögen angegeben.

Äußere Evolventen Verzahnung



R u. r seien die Theilkreise der zu verzahnenden Räder. ab = einem Weg s, durch den der Eingriff geschehen soll. ga ⊥ ob, og ⊥ ga u. ∥ bo, (… ob ist eine radiale Linie). Die Kreise R, u. r, mit den Radien og u. of beschreiben, auf denen die Evolventen entstehen. fh Evolvente, die durch Abwicklung von gf auf R, entsteht. ai = s' = dem Weg, durch den der Eingriff nach der Centrallinie geschehen soll. gk Evolvente durch Abwicklung von if auf r,. Der Beweis ist so einfach, daß er hier wohl nicht geführt zu werden braucht.

mf = af, ∠mob = Theilwinkel.
af = der Länge eines Bogens auf dem Kreis r, der denselben Central ∠ hat, wie derjenige Bogen auf r, durch den der Eingriff statt finden soll.



Innere Evolventen-Verzahnung

Es seien wieder R u r die Theilkreise der Räder.

ab = dem Weg, durch welchen der Eingriff nach der Centrallinie stattfinden soll. ab nun radial Linie

$cf \perp ob$. $Og \perp Og \parallel ob$

r_1 u R_1 mit of u Og beschrieben

Kreise auf denen die Evolventen entstehen.

ac = dem Weg durch welchen der Eingriff vor der Centrallinie geführt werden soll.

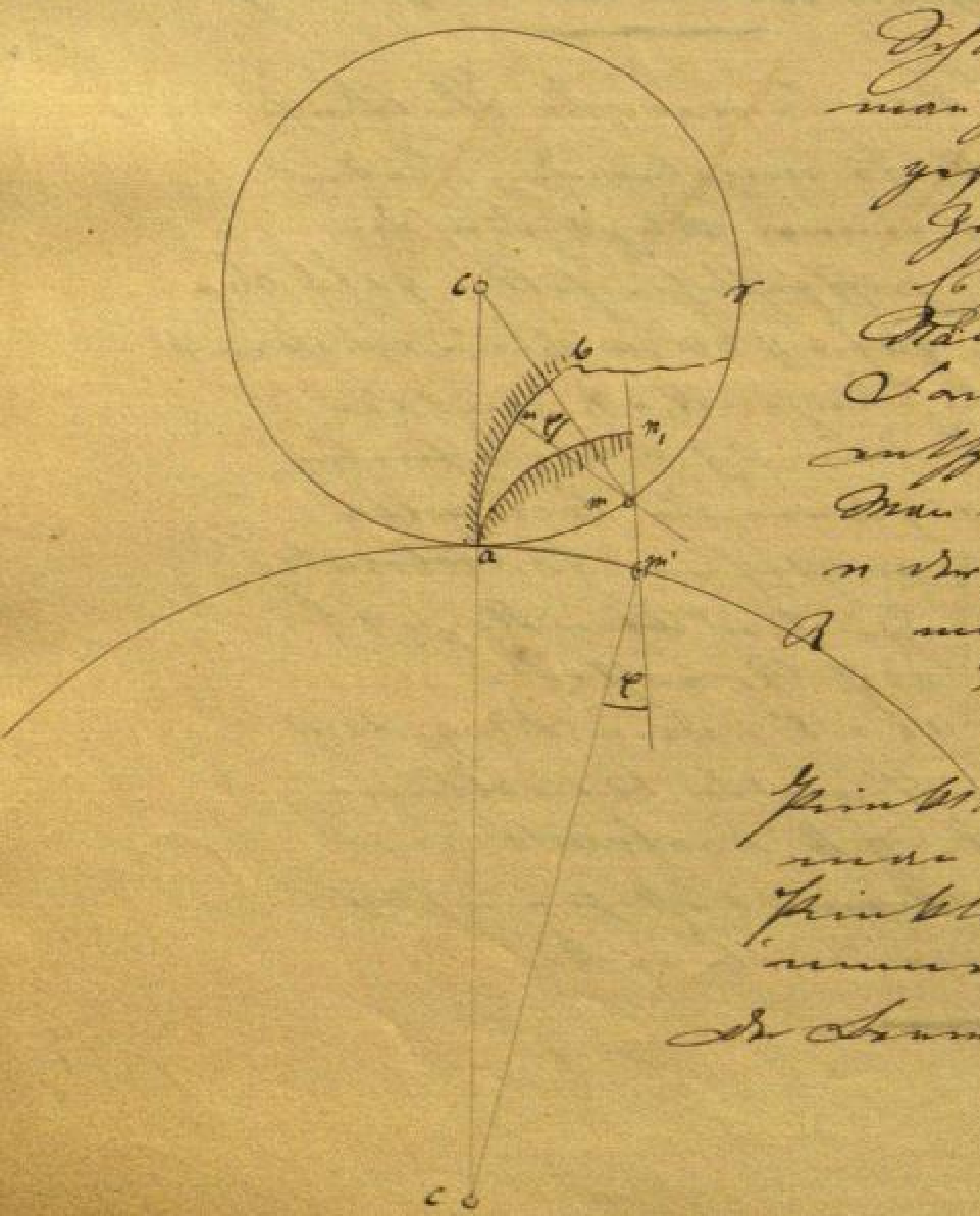
cd Evolvente durch Aufwicklung von cf auf r_1.

ce Evolvente " " von cg auf R_1

Auch hier ist der Durchschnitt ebenso einfach.

Seite 10-29 (Resultate) sind die Eigenschaften der Evolventen Verzahnung angegeben, durch welche sie wohl als allgemein in Verwendung geführt zu werden.

Allgemeine Verzahnung.



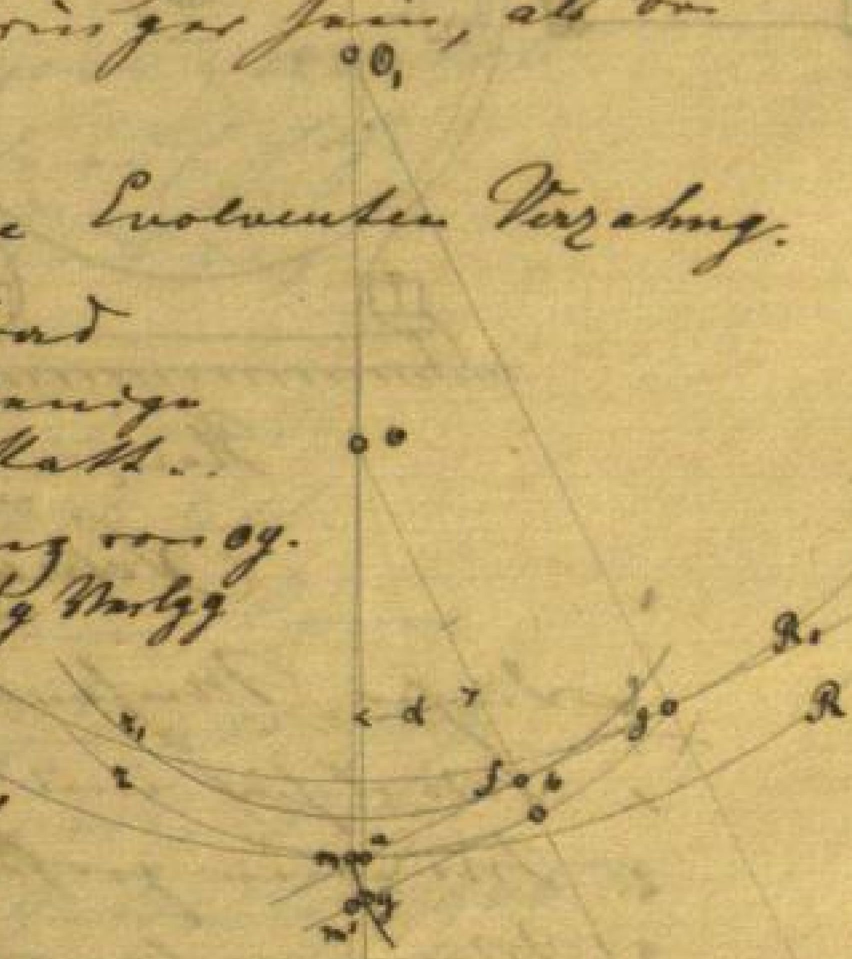
Schon früher wurde bemerkt, daß man zu jedem, ein schönen gegebenen Zahn, einen entsprechenden Zahn für das andere Rad finden kann. Es seien R u r die Theilkreise der Räder. ab eine beliebig angenommene Form des Rades r. Man soll die entsprechende des Rades R finden. Man ziehe in einem beliebigen Punkte n der Zahnform ab eine Normale nm mache am = am' und den Winkel φ bei m' = ∠ nmc. Trage m'n' = mn auf, so ist n' ein entsprechender Punkt der Zahnform für R. Wiederholt man dieses Verfahren mit mehreren Punkten n von ab, so findet Ende immer entsprechende von a n.

Der Durchschnitt ist wieder für sich klar.

Nachtrag.

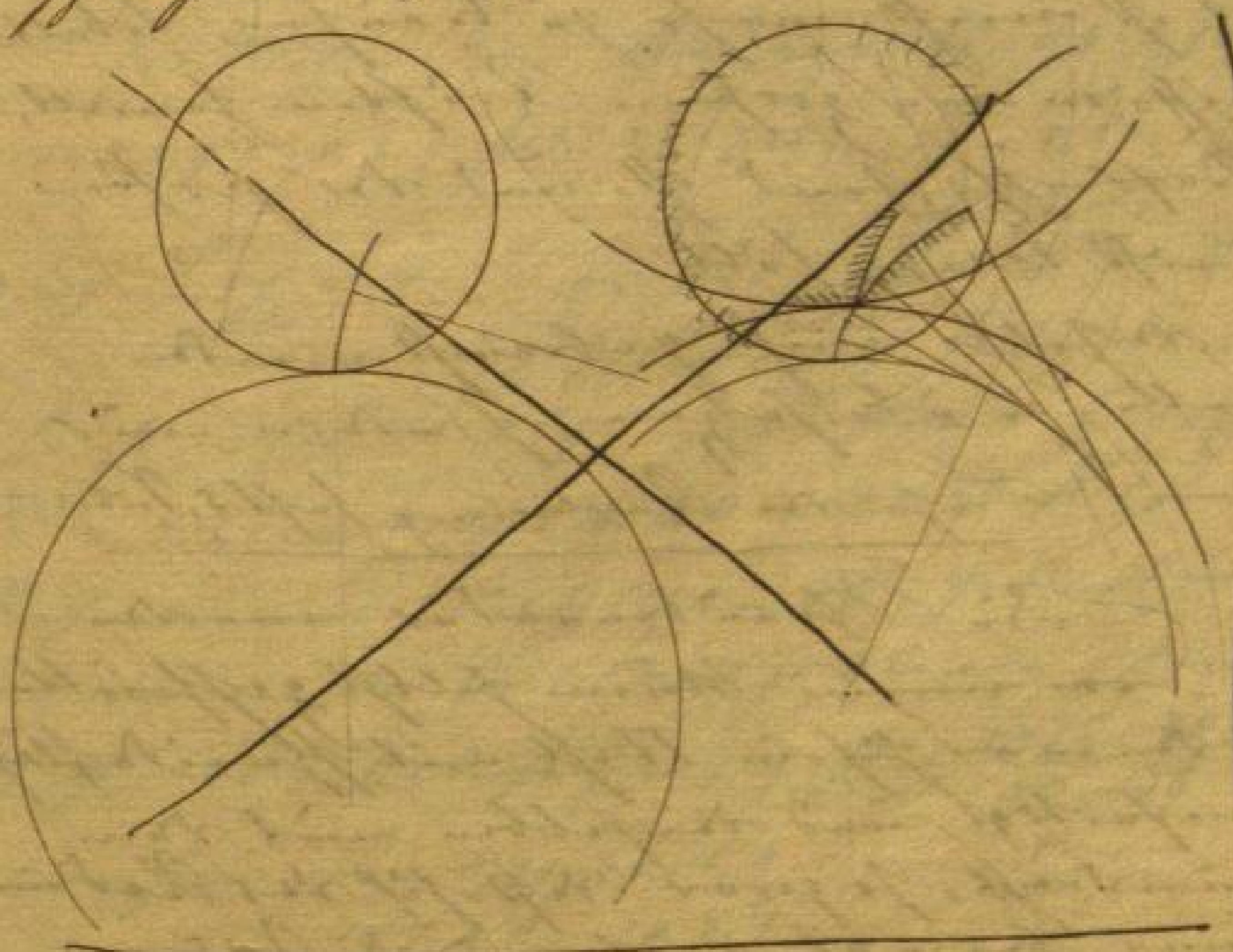
Da die Form der Zähne eines einzelnen Rades unabhängig ist von der Grösse des in dasselbe eingreifenden Rad, so werden sich alle mit Evolventen begabten Räder richtig bewegen, wenn nur die Theilung bei allen gleich ist. Die Intensität des Druckes zwischen zwei Evolventen zähnen bleibt überall dieselbe, deshalb werden sich diese Art von Zähnen wenig deformiren. auch wird die Reibung deshalb geringer sein, als bei den übrigen Verzahnungen.

Construktion des ∠ aob für innere Evolventen Verzahnung.



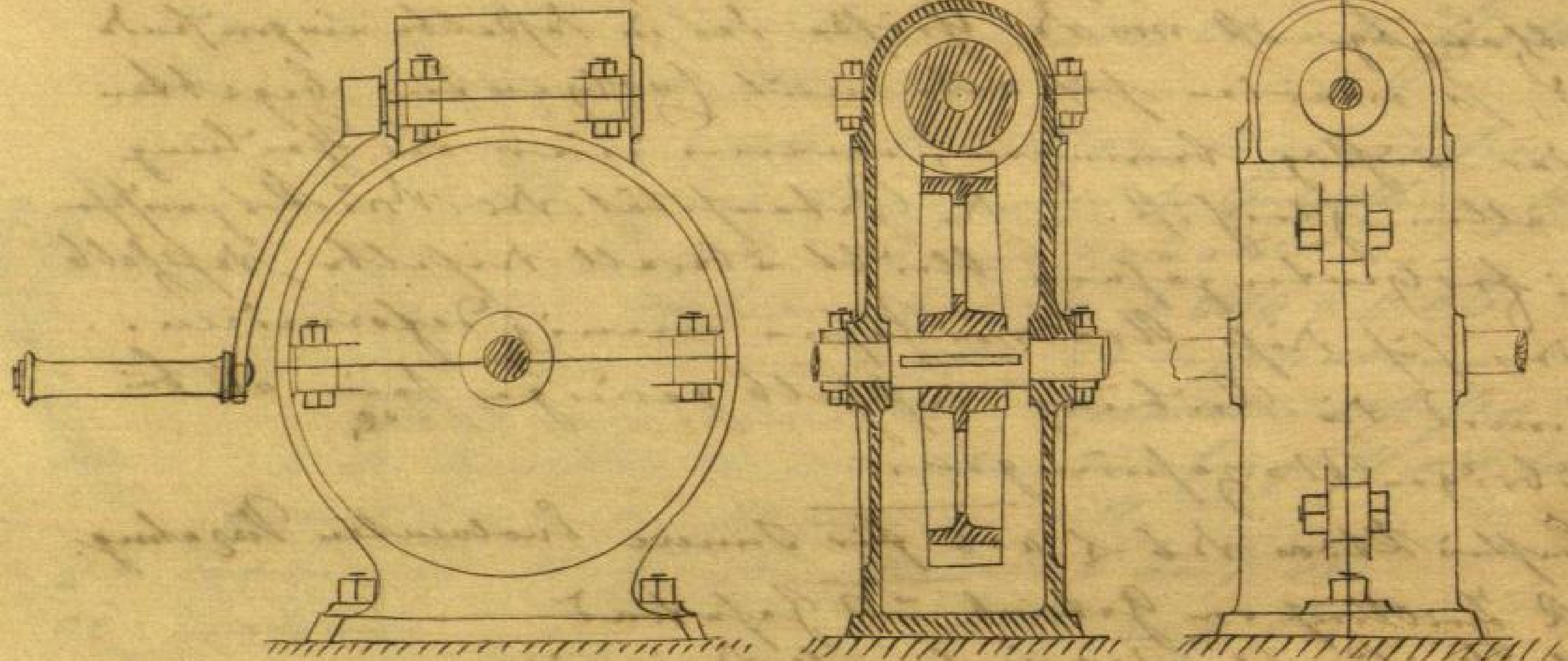
r_1 u R Theilkreis von Getrieb und Zahnrad
∠ mob Theilungs∠ oder vielmehr derjenige Winkel durch den der Eingriff der Zähne statt-finden soll. bg = mb, oo' Verlängerung von og. a Durchschnittspunkt von $o_1 g$ mit R; af ⊥ ob, fg Verlg von af, $o_1 g$ ⊥ ag. R_1 Kreis von o_1 durch g, r_1 Kreis von o aus durch f; ag ist dann äussere Tangente von r_1 und R_1 und zugl. Erzeugungslinie der Zahnevolventen.

~~Die Kreisevolvente ist die einzige Schraffe gekrümmte oder Zahnform für die es nochmöglich wird eine ent-sprechende Zahnlücke, eine Concavität zu finden~~



NB. diese Constr. des ∠. aob muss immer an dem kleineren Rad vorgenommen werden, damit ag immer grösser als af ausfällt!

Nachtrag.



Horizontale Verschraubung. Verticale.

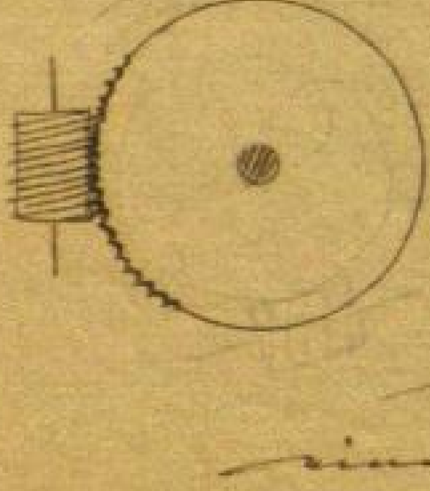
Schraube ohne Ende.

Dieser Mechanismus ist da anzuwenden

1. Wo es sich um keine Oeconomie der Kraft handelt
2. Wo eine grosse Uebersetzung verlangt wird
3. Wenn verlangt wird dass dieselbe in jeder Stellung von selbst stehen bleibt.
4. Wenn eine äusserst feine Stellung oder Bewegung verlangt wird, und keine grossen Kräfte damit begleitet sind.

Dieser Apparat ist nicht mehr zu brauchen, sobald es sich um Transmission von grossen Kräften handelt, da derselbe sehr kraftverschwendend ist, und der grossen Abnutzung selber nicht lange hält.

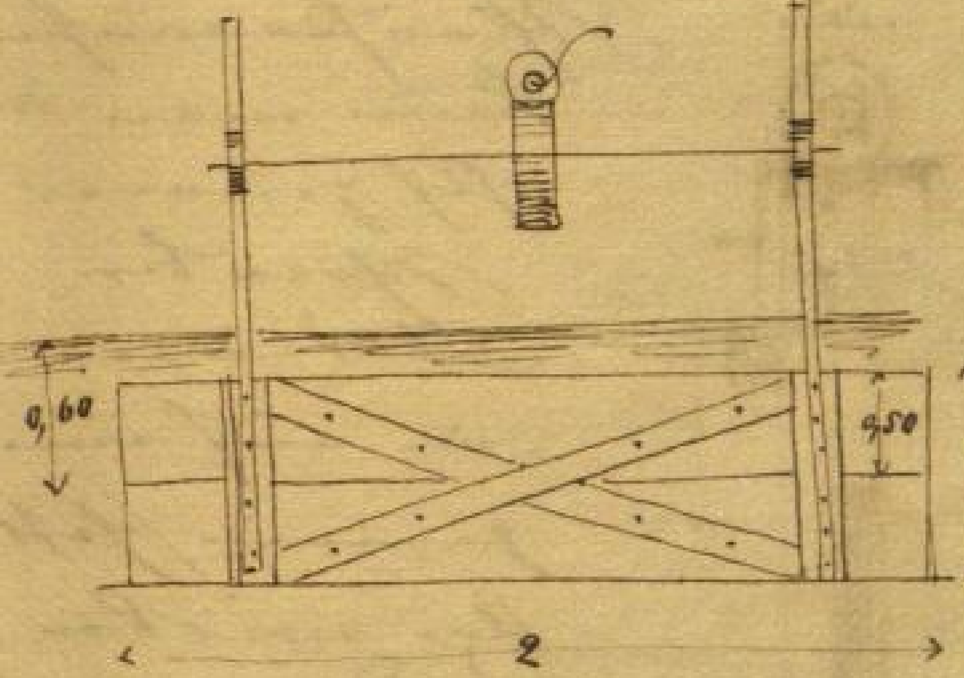
Ebenso kann derselbe nicht gebraucht werden um in das Schnelle zu übersetzen, sondern nur ins Langsame. — Siehe die Rechnung Heft 5, Seite 49



Stahl-Mutter

Die Schraubenräder werden von einer Mutter selbst geschnitten, die man sich in Stahl mit Schneideflächen anfertigt, und dieselbe mit dem Rad umdreht, so zwar dass sich das Rad um eine Theilung bewegt, während die Mutter eine Umdrehung macht. —

Anwendung der Schraube ohne Ende auf Schützen-Aufzüge



Es sei gb die Breite einer Schütze = 2 m
Höhe — — 1 m
Höhe des Wasserspiegels über dem Schwerpkt der Schützen = — 0,50
so ist der Hyd. Druck
$= 2 \cdot 1 \cdot 0,6 \cdot 1000 = 1200$ kil

Und nehmen wir an dass sich Holz auf Holz reibt, so ist die zu überwindende Reibung $= 1200 \cdot 0,71 = 852$ kilogramm.
Nehmen wir die Kraft des Arbeiters an der Curbel zu 20 kilo an, und nehmen dass derselbe doppelt so stark drücken müsste als wenn keine Reibg vorhanden wäre so ist eine $\frac{852 \cdot 2.}{20} = 85,2$ fache Uebersetzung nöthig. Nehmen wir den Halbm. der Curbel zu 0,30 den der kleinen Getriebe zu 0,06 m an so muss das Schraubenrad $\frac{85,2 \cdot 06}{30} = 17$ Zähne erhalten.

Für die Schraubenaxe hätte man $PR = 20 \cdot 30 = 600$
und $d = 2,9$ centi

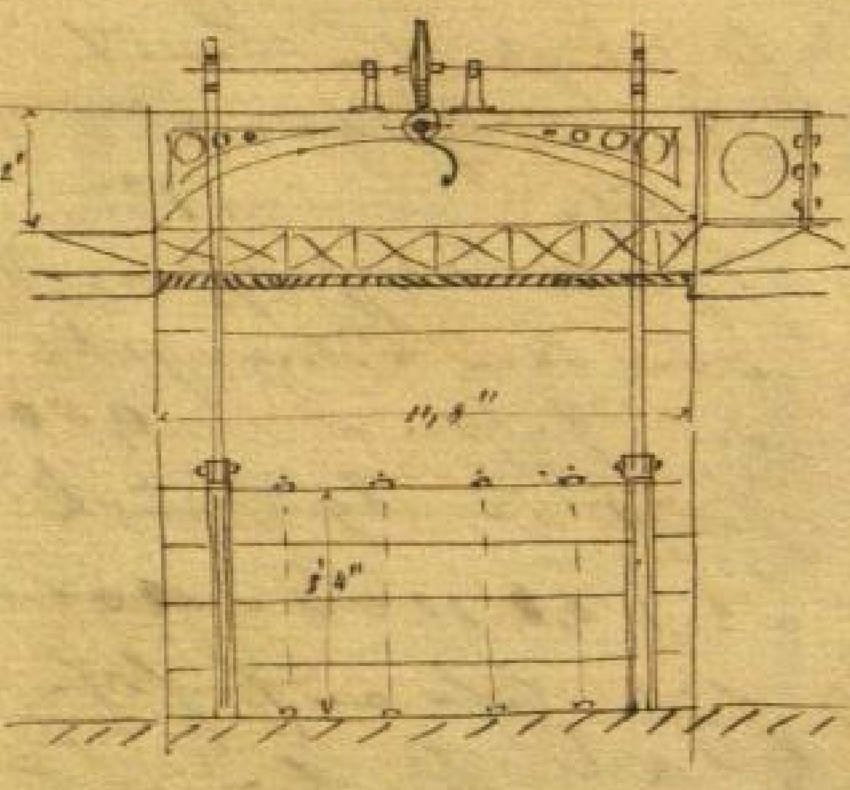
der Dicke der Radaxe $d_1 = 0,6 \cdot 2,9 \sqrt[3]{17} = 4,5$ centi
$r = 2 \cdot 2,9 = 5,8$, $\beta = 2,5 \cdot 2,9 = 7,25$, $R = 0,21 \cdot 17 \cdot 2,9 = 10$ centi

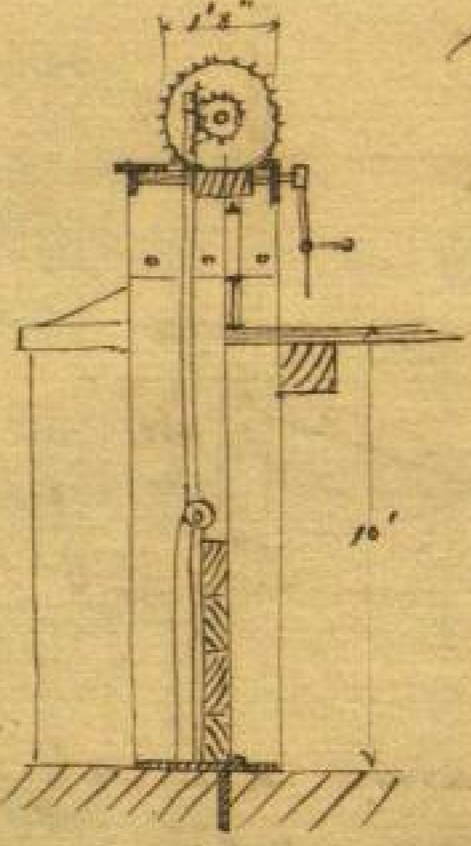
2tes Beispiel. Es sei $B = 3$ m, $H = 1,5$ m
Wasserhöhe über dem Schwerpkt $= 0,9$
so ist der Reibgs widerstand für Holz auf Holz
$= 3 \cdot 1,5 \cdot 0,9 \cdot 0,71 \cdot 1000 = 2875$ kilo.
Nehmen wir Curbellge = 35, Getriebhalbmesser = 8 centi und der an der Curbel auszuübende Druck = 20 kilo so ist N = Uebersetzungszahl $= \frac{2875}{20} \cdot \frac{8}{35} = 33$ Zähne
wofür $R = 0,21 \cdot 33 \cdot 2,9 =$ — 20 centi
$r = 2d = 2 \times 2,9 =$ — 5,8
$d' = 0,6 \cdot 2,9 \sqrt[3]{33} = 0,6 \cdot 2,9 \cdot 3,2 =$ — 5,46

Schleusenwehr bei Chauni.

Bei sehr großen Schleusenweiten kann man sich zweier Schrauben bedienen, die auf einen gemeinsamen Schaft. Ap- wirken und für noch ~~sehr~~ größere

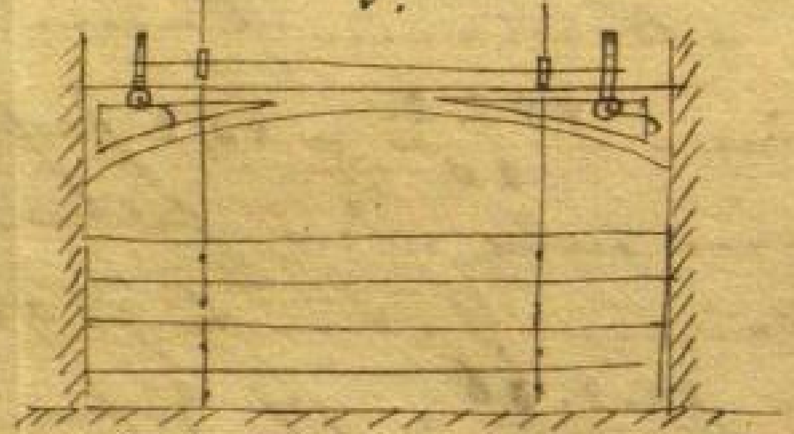
2.



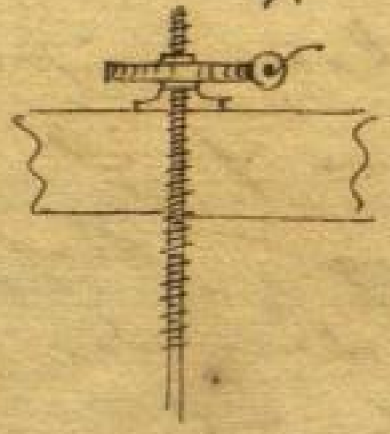


Aufzüge eine Combination von Schrauben ohne Ende mit Spindeln.

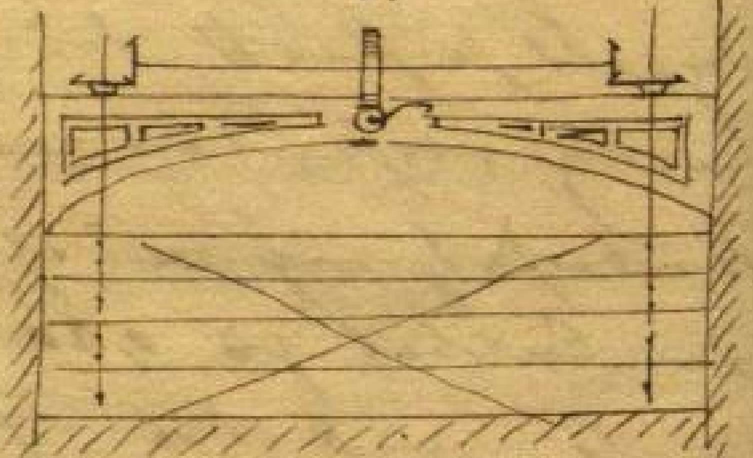
3.

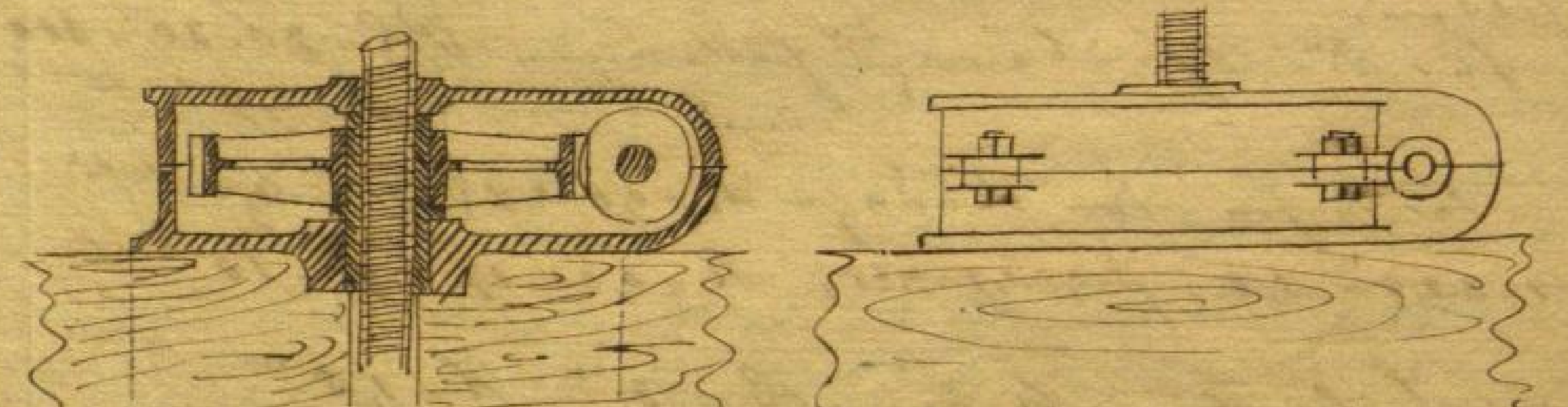


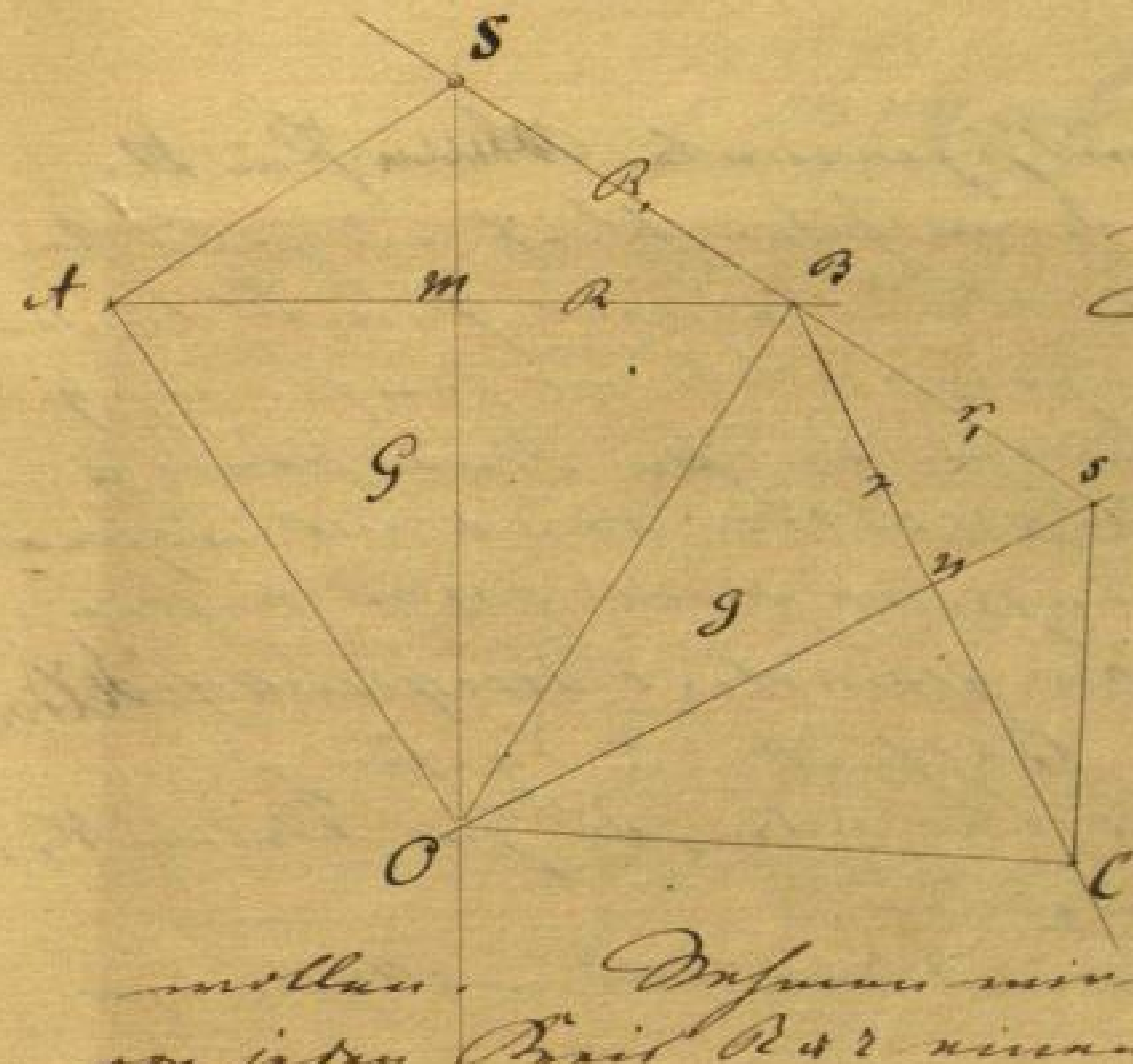
4.



5.

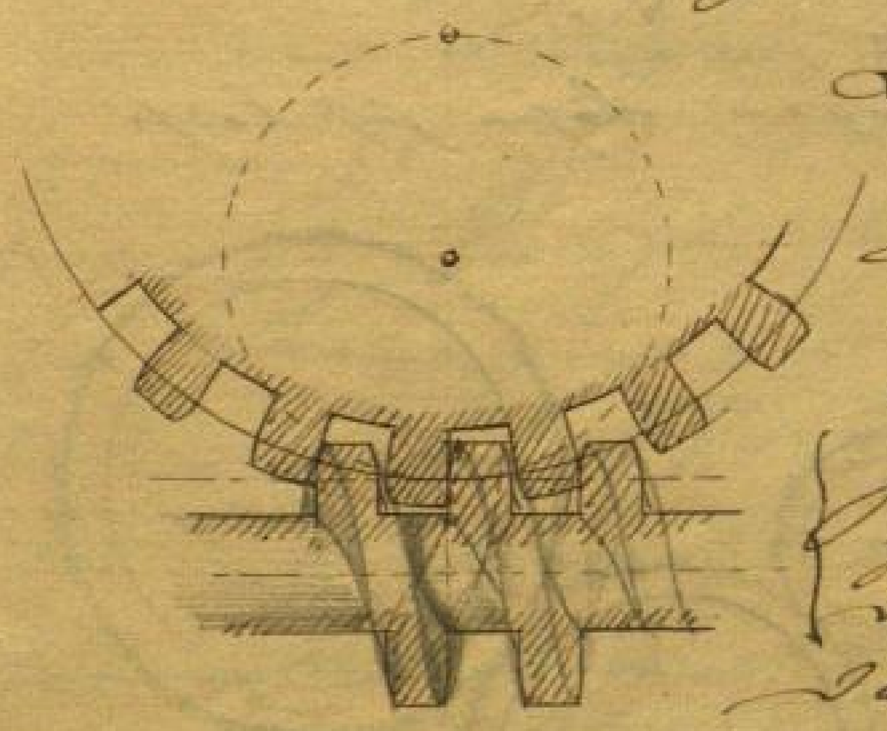






Verzahnung für Kegelräder. Seien OS u. Os die Axen der Kegel, auf denen die Räder R u. r liegen. Denken wir uns nun auf die Linie OB eine Senkrechte Ss gezogen, so erzeugen die beiden Δe (bei Umdrehung von OSB u. OsB) SBm u. sBn 2 neue Kegel ASB u. BsC, die wir die Ergänzungskegel heißen wollen. Nehmen wir nun bei B 2 kleine Bogen von jedem Kreis R u. r an, so können wir sie uns, d.h. in der auf OS ⊥ Ebene SBs, liegend denken. Und nun begreift man leicht, daß dann die richtigen Zahnformen für R u. r = den Zahnformen sind die für die Stirnräder R, u. r, entsprechend wären. Will man also die Zahnform für die Kegelräder R u. r finden, so sucht man entweder durch Construction oder durch Berechnung die ~~Radien~~ Radien der Ergänzungskegel R' u. r' und construirt die Zahnform für die Stirnräder von selben ohne R, u. r, so sind daher auch die richtigen Zahnformen der Räder R u. r auf den Kegeln ASB u. BsC. Die Formeln für die Berechnung von R, u. r, sind in den Resultaten S. 14. 31. angegeben.

Schrauben ohne Ende. (S. 14 u. 15. 32.)



Bei einer Umdrehung der Schraube mit eingängigen Schraube dreht sich das Rad um eine Theilung. Die Uebersetzungszahl ist also bei einer solchen Anordnung = der Anzahl der Zähne des Rades.

{Im Allgemeinen ist die Uebersetzungszahl = der Anzahl der Zähne, dividirt durch die Anzahl der Schraubengänge.}

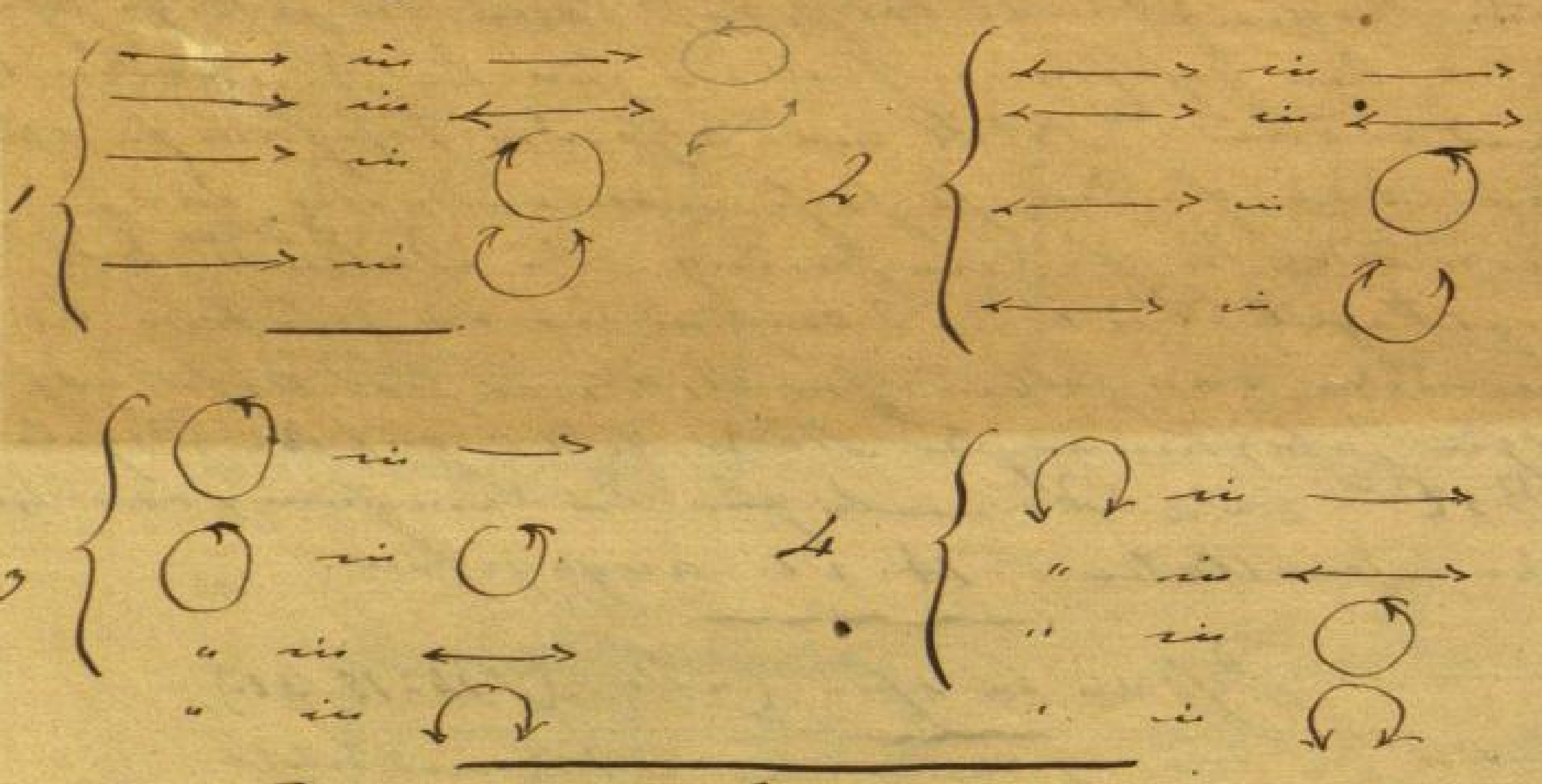
Da bei dieser Anordnung die Reibung zwischen den Zähnen sehr groß ($\frac{1}{2} - \frac{2}{3}$ der Kraft) so kann sie bloß da angewendet werden, wo es nicht ~~auf~~ darauf ankommt, mehr Kraft zu brauchen, wie z.B. bei Schützenaufzügen.

Nun gibt es noch Räder mit sogenannter ~~Linien~~ Punct Berührung. Dies sind solche deren Zähne schief eingeschnitten sind und die beim Eingriff sich blos in einem Punkt berühren. Sie werden besonders da angewendet wo hauptsächlich regelmäßige Bewegungen verlangt werden, ohne große Widerstände zu überwinden. (Engrenage de precision genannt während die mit Linienberührung Engrenage de force heißen. Man vermeide hier auf Theorie geométrie d'engrenage de Olivier.)

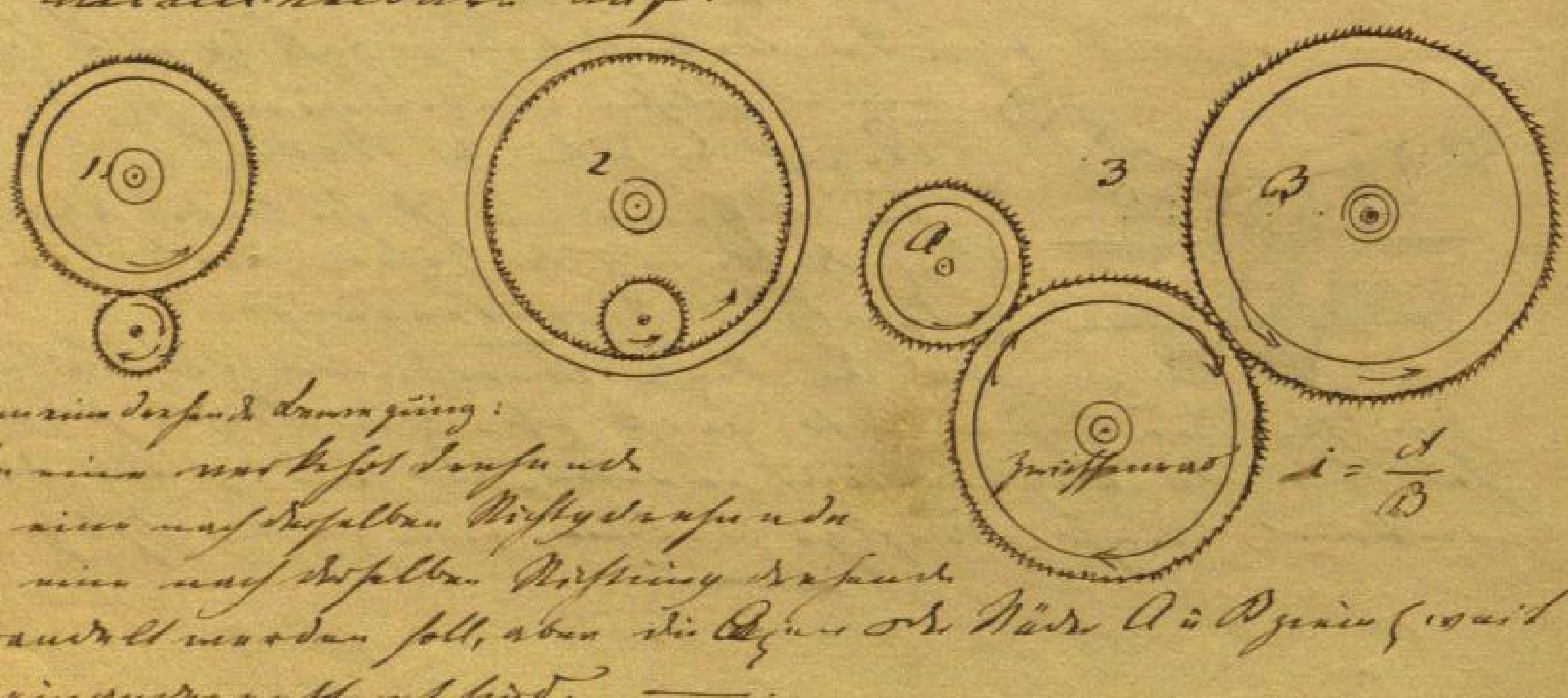
Wir beschließen mit diesem Abschnitt, und gehen zu den verschiedenen Mechanismen über, die zur Verwandlung von Bewegungen gebraucht werden.

Die Bewegungsverwandlung ist im allgemeinen sehr mannigfaltig. —

Es kann verwandelt werden (unmittelbar)

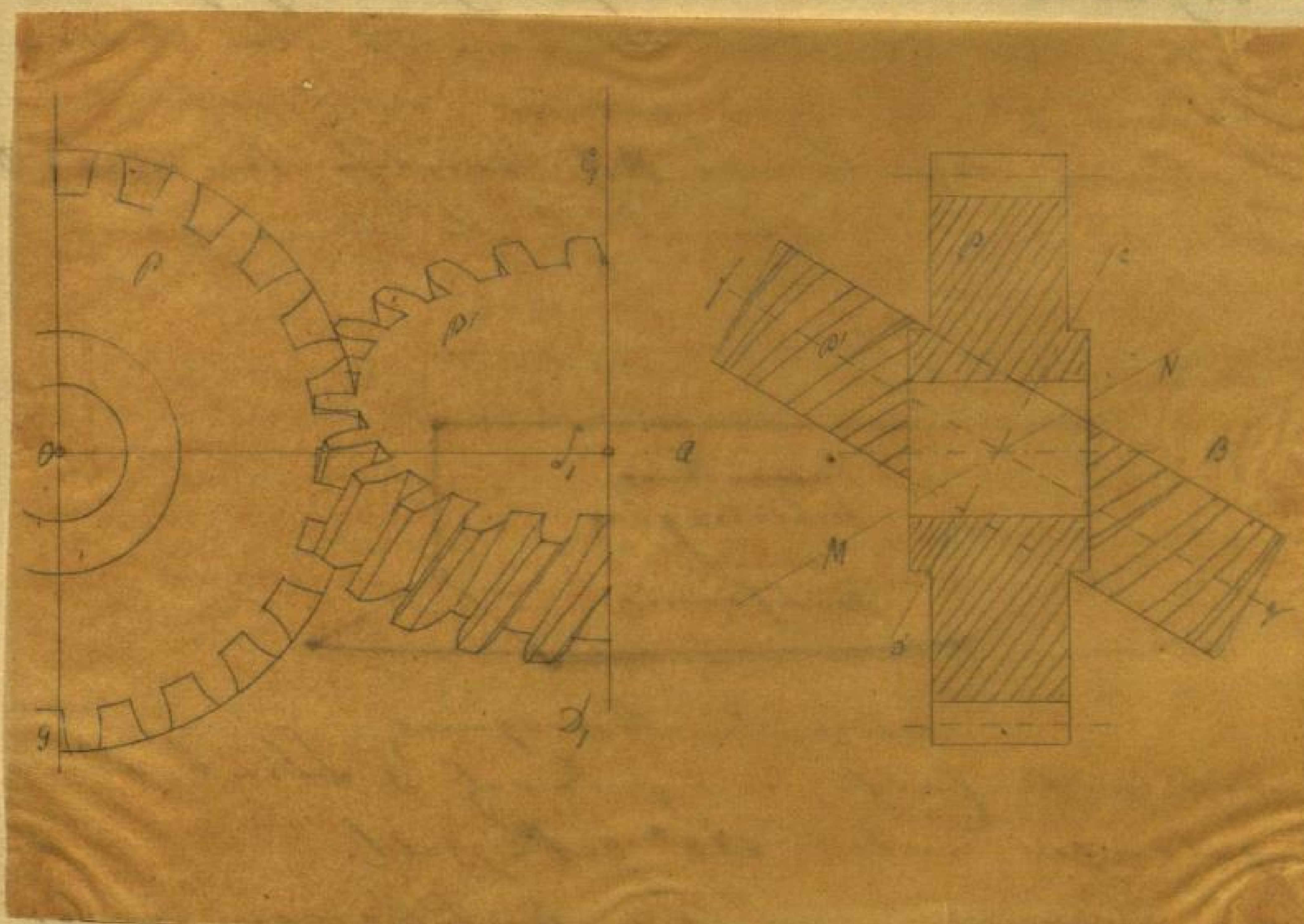


Die mittelbaren Verwandlungen lösen sich leicht in unmittelbare auf.



Wenn eine drehende Bewegung:
1. In eine verkehrt drehende
2. In eine nach derselben Richtg drehende
3. In eine nach derselben Richtung drehende
verwandelt werden soll, aber die Achsen der Räder A u B zu weit von einander entfernt sind. —

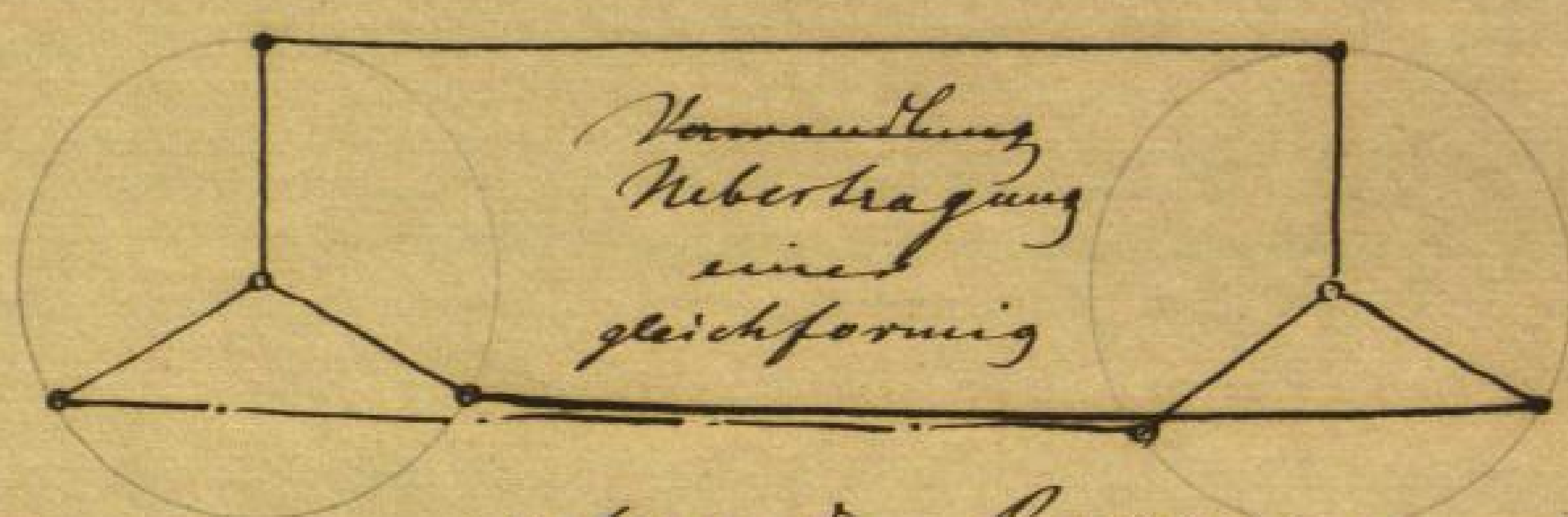
Schraubenräder



Bei einigen Maschinen, besonders bei Spinnmaschinen sind Wellen durch einander in Bewegung zu setzen, die in verschiedenen Ebenen liegen und überdies gegen einander geneigt sind. Wenn solche Wellen nur geringe Kräfte fortzupflanzen haben, so kann ihre Bewegung durch Räder erfolgen, deren Zähne nach Schraubenlinien gestellt sind, die also als Schrauben mit mehreren Gängen betrachtet werden können. —

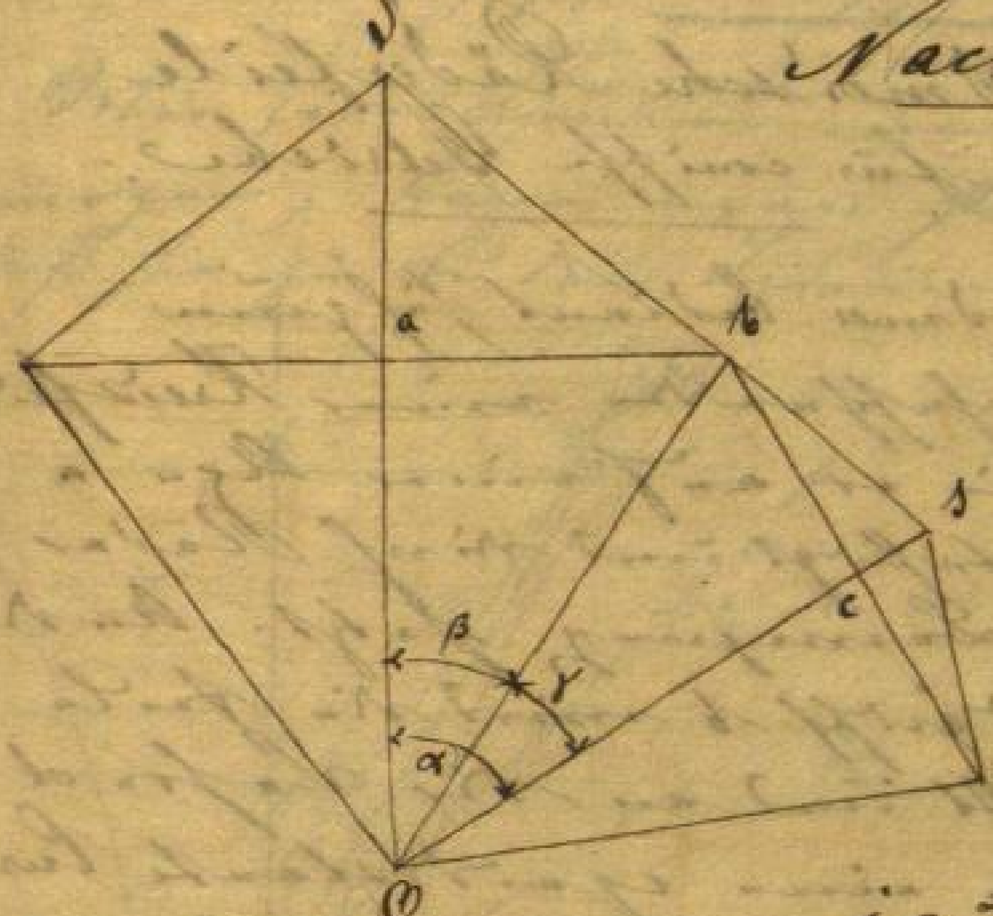
AB u. CD seien zwei solche Wellen beide parallel mit der Bildfläche. Die Projectionen der Axen seien O und C_1D_1. Ihr kürzester Abstand = OS. die Räder sollen gleich groß und gleich viel Zähne erhalten. Die Neigung der Zähne oder der Schraubenlinien ist bei beiden Rädern gleich und zwar entspricht ihre Richtung der Linie MN, welche den ∠ ASD halbirt. — Weiteres siehe Armengaud.

Vol 8 od. 9



rotirenden Bewegung auf große Entfernung durch 3 Schub- oder Zugstangen unter 120° gekuppelt.

Bei Locomotiven als Druckstangen unter 90° gekuppelt angewendet. Ebenso beim Bergbau um die Bewegung eines Wasserrades auf die Förderanlage zu übertragen.



Nachtrag.

Es sei $\frac{Sb}{sb} = n$, $\frac{ab}{bc} = i$,
so finden wir da:
$Sb = Ob\,tg\beta$, $sb = Ob\,tg\gamma$
$n = \frac{tg\beta}{tg\gamma}$ und da
$ab = Ob \cdot \sin\beta$, u. $bc = Ob\sin\gamma$

$$\frac{ab}{bc} = i = \frac{\sin\beta}{\sin\gamma} = \frac{\sin(\alpha-\gamma)}{\sin\gamma}$$

$$i = \frac{\sin\alpha\cos\gamma - \cos\alpha\sin\gamma}{\sin\gamma} = \sin\alpha\,ctg\gamma - \cos\alpha$$

woraus $ctg\gamma = \frac{i+\cos\alpha}{\sin\alpha}$

ferner ist $\frac{1}{i} = \frac{\sin\gamma}{\sin(\alpha-\gamma)} = \frac{\sin(\alpha-\beta)}{\sin\beta} = \sin\alpha\,ctg\beta - \cos\alpha$

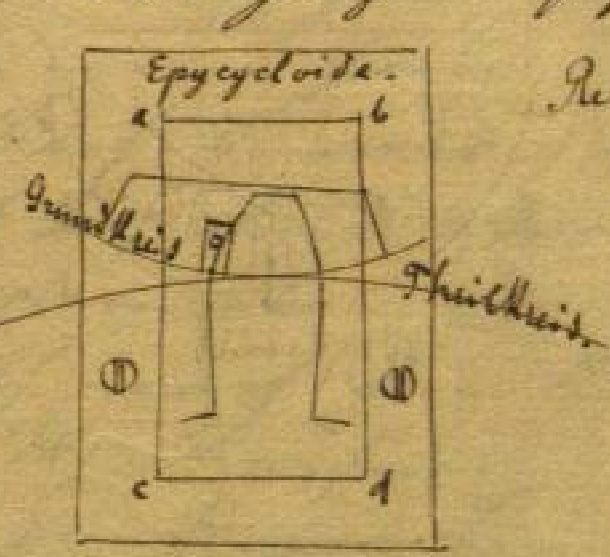
woraus $ctg\beta = \frac{\frac{1}{i}+\cos\alpha}{\sin\alpha}$, n ist demnach

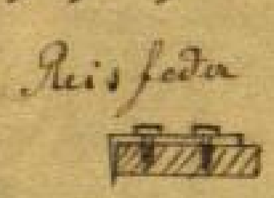
$$n = \frac{\frac{1}{ctg\beta}}{\frac{1}{ctg\gamma}} = \frac{ctg\gamma}{ctg\beta} = \frac{i+\cos\alpha}{\frac{1}{i}+\cos\alpha} = i\,\frac{i+\cos\alpha}{1+i\cos\alpha}$$ und für

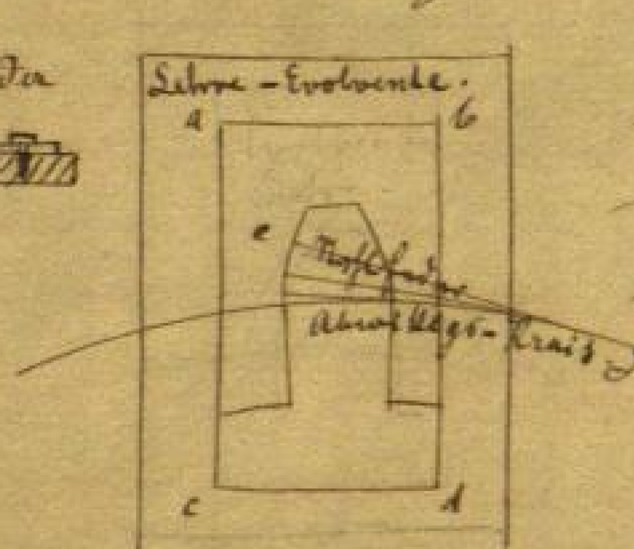
rechtwinklige Kegelräder wenn $\alpha = 90^\circ$, $\cos\alpha = 0$
wird $n = i^2$

Praktische Verzeichnung der Zahnformen.

Man befestigt eine Messplatte abcd auf einen Holzrahmen, bildet sich den Grund und Wälzungskreis aus Holz, befestigt an den Grundkreis eine Reissspitze so dass die Spitze genau in dessen Peripherie fällt befestigt den Wälzgskreis an den Holzrahmen und lässt nun den Grundkreis behutsam auf dem Theilkreis wälzen, während man die Spitze auf der Messplatte angreifen lässt, etc.

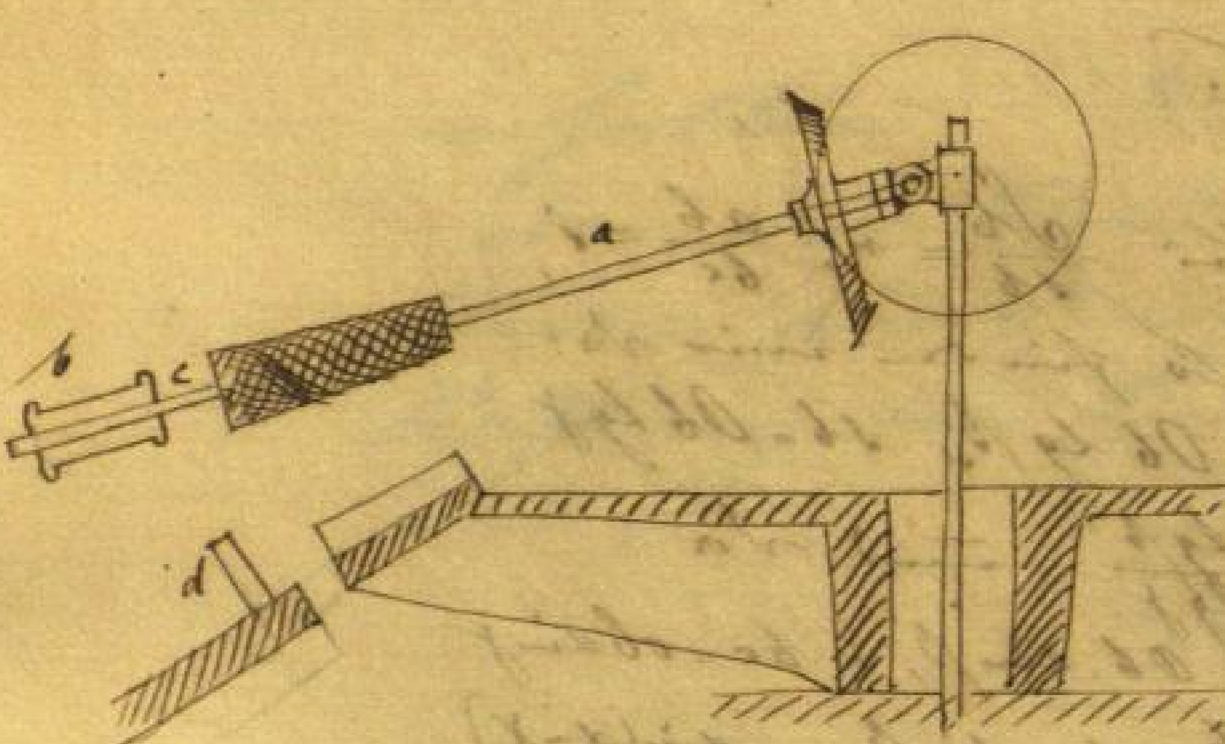






Die Evolvente kann auf ähnliche Art mittelst einer Reissfeder ef und einer in e angebrachten Messspitze aufgezeichnet werden.

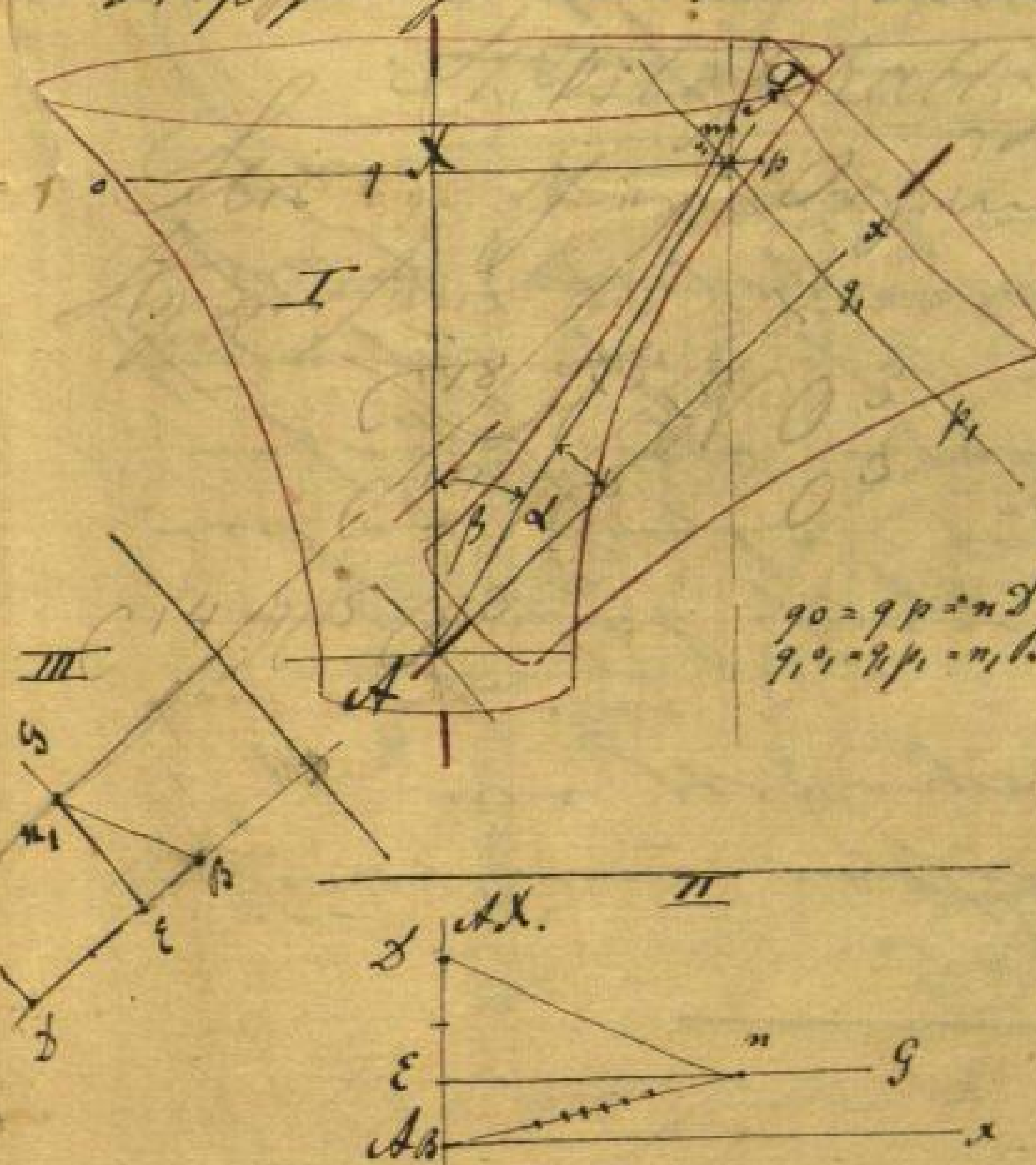
Bodmer'sche Räderfeile für conische Getriebe.



Bodmer bedient sich zum Zahnschneiden einer Kreisfeile die er auf einer Axe a befestigt und durch Räder in Bewegung setzt. An der Handgriff b wird die Feile durch den Arbeiter gehalten und an der Lehre d hingeführt, so daß die Feile eine equidistante Curve in das Rad einfeilt, die genau die verlangte Zahnform sein muß. Die Lehre muß daher schon dafür eingerichtet sein. Auf solche Weise geschnittene Räder sind äußerst vollkommen. Das Rad selbst liegt auf einer Drehscheibe die genaue Theilung besitzt, so daß dasselbe leicht und exakt nur eine Stellung gedreht werden kann, wenn ein Zahn fertig ist. —

Hyperbolische Zahnräder.

Wie zwei Linien im Raum gelagert sein mögen, kann man stets eine Ebene so legen, daß sie zu beiden Linien parallel ist. Es sei in beist. Figur die Ebene des Papiers ∥ zu zwei Linien AX und Ax, welche einen ∠ mit einander bilden sich aber nicht schneiden. Ihre Horizontal Projectionen sein D. von AX und Bx von Ax. BD ist der kleinste Abstand beider Linien. Diesen theile man so, daß die abgeschnittenen Theile sich verhalten wie



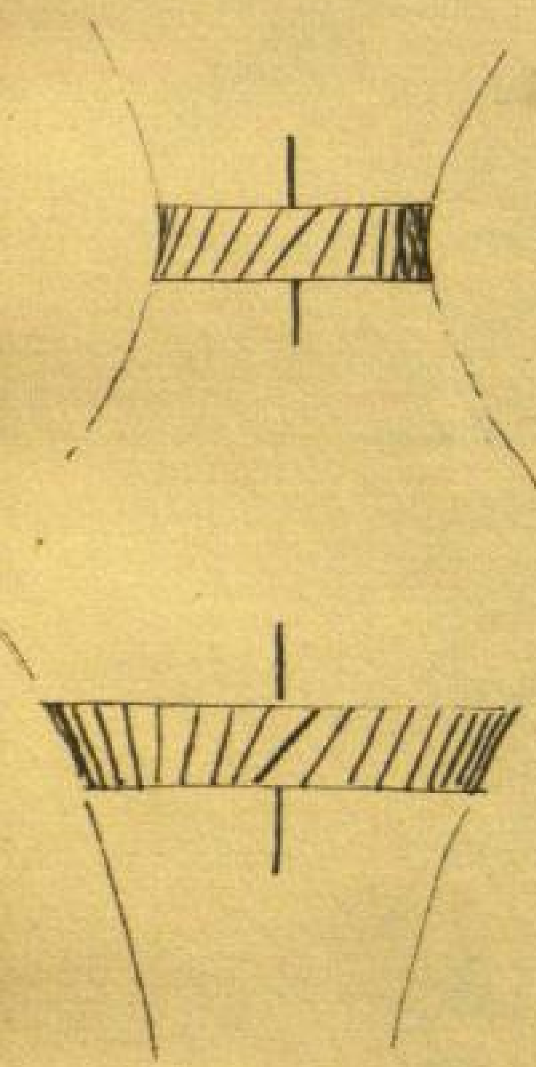
die ∠geschw. der Axen. Es sei die Uebersetzungszahl gb. = 2 so theile man DB in 3 gleiche Theile, so daß $DE = 2 \cdot EB$. Im Aufriß verfahren wir nun so, als wenn AX und Ax durch gewöhnliche conische Räder sollten verbunden werden. Es muß demnach $\frac{\sin\alpha}{\sin\beta} = \frac{1}{2} = \frac{EB}{ED}$ sein.

Wir ziehen die Linie AF deren Horiz: Project = EG sei, ∥ zu beiden Axen. Drehen wir nun AF zuerst um die Axe AX, und dann um die Ax, so entstehen beidemale Umdrehungshyperboloide, die sich nach der Linie AF berühren.

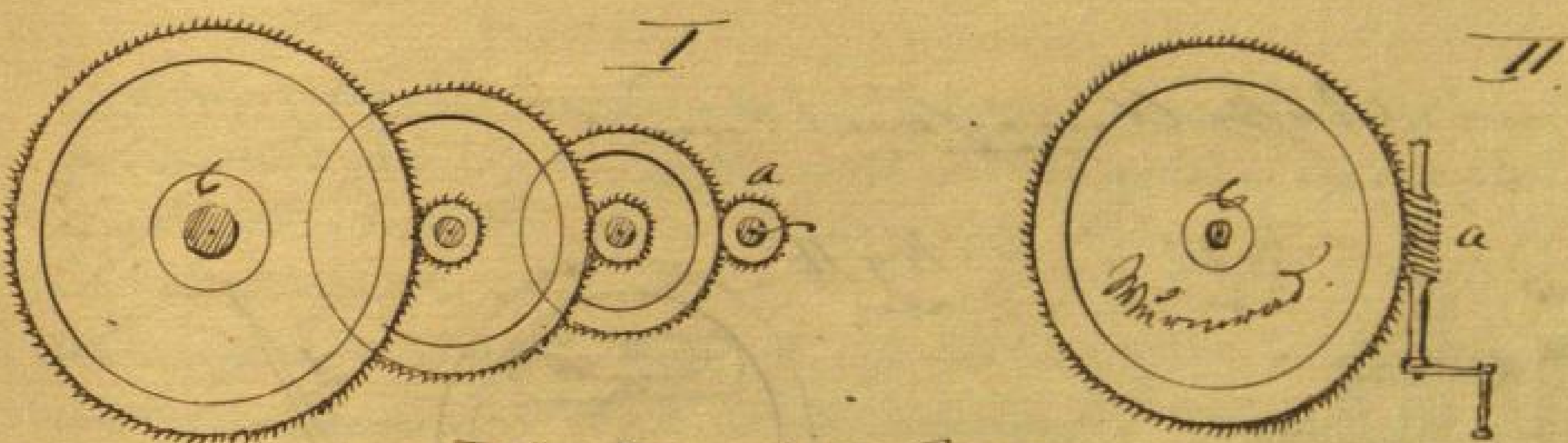
Wir nehmen nun einen beliebigen Punkt m in dieser Linie an, dessen Projektion n sei. Dieser Punkt beschreibt einen Kreis um AX vom Halbmesser = nD, und einen zweiten um Ax vom selben ~~AB~~ (= Bn_1) fig III.

Indem wir nun noch mehrere Punkte in der Linie F annehmen, können

wir eine Reihe von Punkten zu finden
welche die Projection oder Hyperboloide
bestimmen.
Zur gegenseitigen Bewegung versieht
man die Hyperboloide längst der Linie
A F mit Einschnitten od. Zähnen.



Schneidet man zwei Zahnräder, (also
kurze Stücke der Hyperboloide) bei A
heraus, so sind diese sehr nahe cylindrische
Stirnräder mit geraden aber schiefen
Zähnen. Es sind dieß zugleich die zwei
kleinsten Räder welche gefunden
werden können. – Je weiter man
sich aufwärts od. abwärts von A
entfernt desto grösser und conischer
werden die Räder.



I u. II. sind Räderwerke, durch welche sehr schnelle Bewegungen bei a in langsame bei c verwandelt werden. Mit No I geht es auch umgekehrt. –

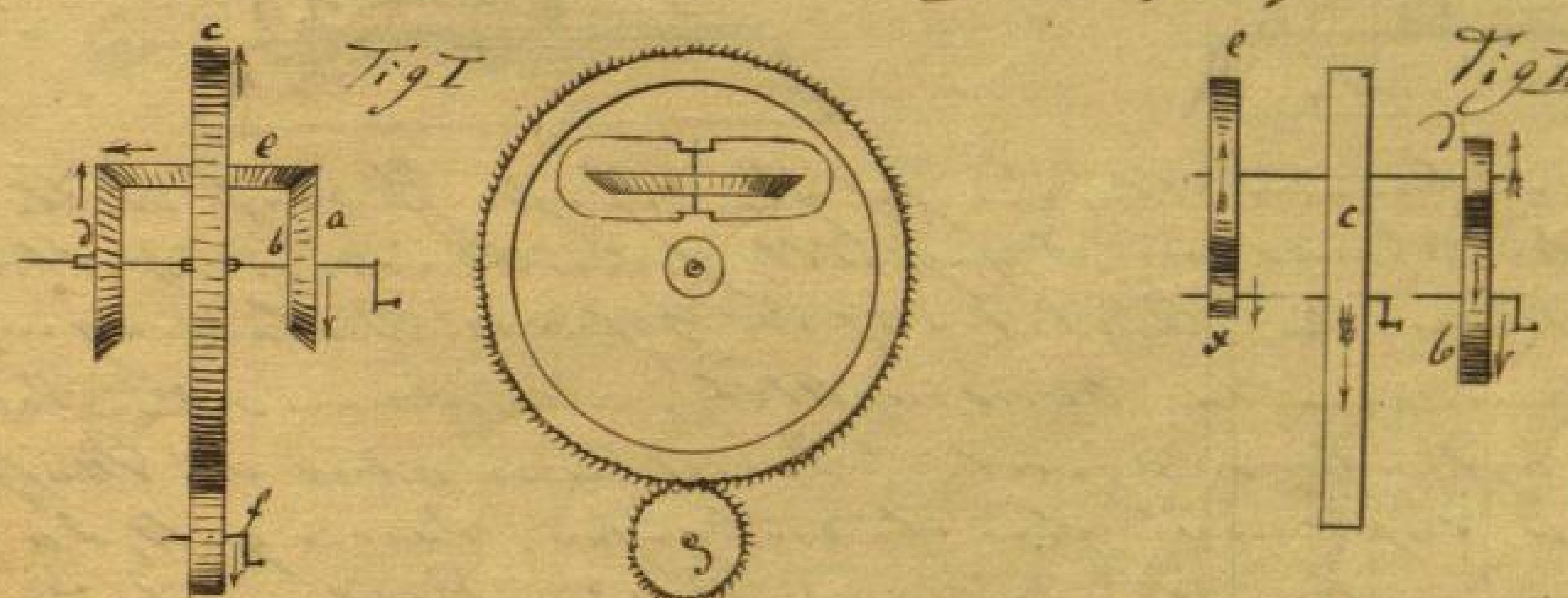


Fig I u II stellen 2 Differenzen u. Summirungsmaschinen dar.

Halten wir bei Fig I. f an, so dass es sich nicht bewegen kann und lassen b $\left(\frac{n}{b}\right)$ Umdrehungen machen, so macht d ebenfalls $\left(\frac{n}{b}\right)$ Umdrehungen. Halten wir nun b und drehen f, $\left(\frac{n}{f}\right)$ mal herum so macht c, $\frac{(n_f)f}{c}$ Umdrehungen und d, da b festgehalten wird:

$$2(n_f)\frac{f}{c} \text{ Umdrehungen}$$

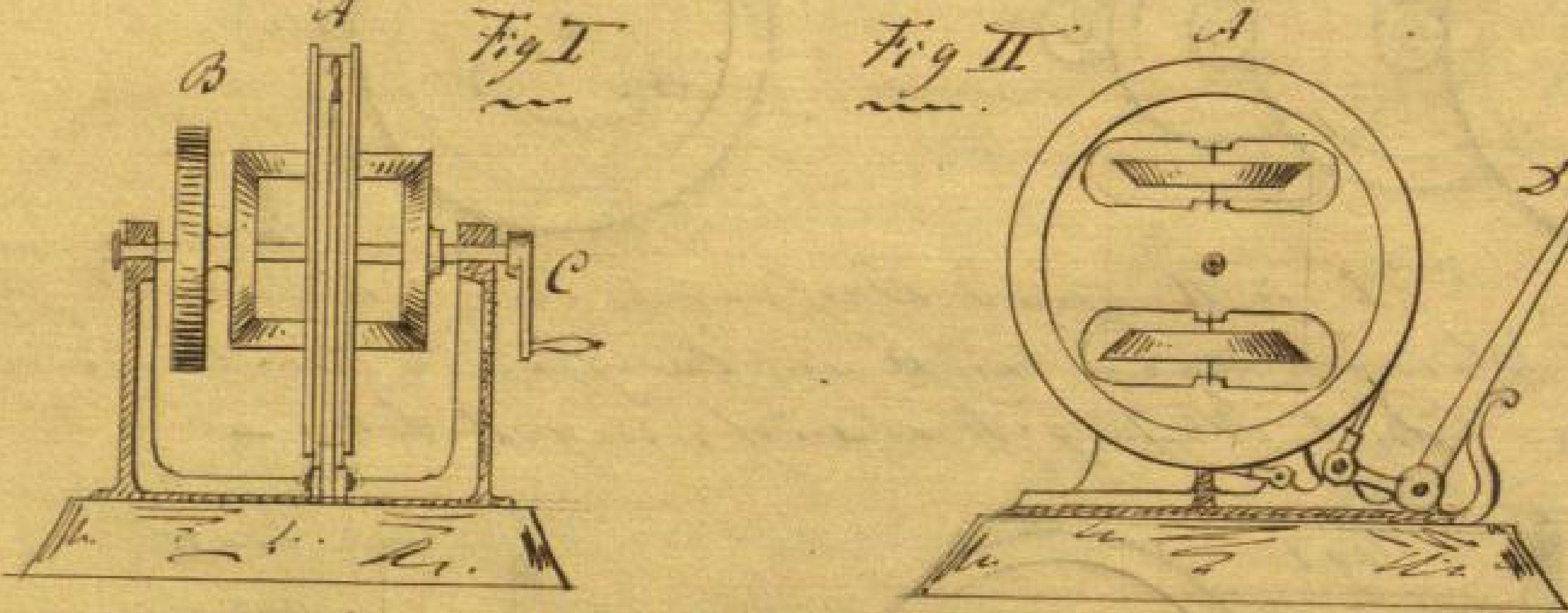
Wird nun b u. f zu gleicher Zeit u. nach gl. Richtung gedreht so macht d Umdrehungen: $2(n_f)\frac{f}{c} + \left(\frac{n}{b}\right)$ wird b nach entgegengesetzter Richtung gedreht:

$$2(n_f)\frac{f}{c} - (n_b) \text{ Umdrehungen.}$$

Ebenso ist es bei Fig II. Hält man c, so macht x, $\left(\frac{n}{b}\right)\left(\frac{b}{d}\right)\left(\frac{e}{x}\right)$ Umdrehungen während b, (n_b) macht.
Hält man nun b, und macht c, n_c Umdrehungen, so macht x $-(n_c)\left(\frac{b}{d}\right)\left(\frac{e}{x}\right)$ Umdrehungen, dreht man nun b u. c nach gleicher Richtung so macht x, $\left(\frac{n}{b}\right)\left(\frac{b}{d}\right)\left(\frac{e}{x}\right) + \left(\frac{n}{c}\right) - \left(\frac{n}{c}\right)\left(\frac{b}{d}\right)\left(\frac{e}{x}\right)$ Umdrehungen

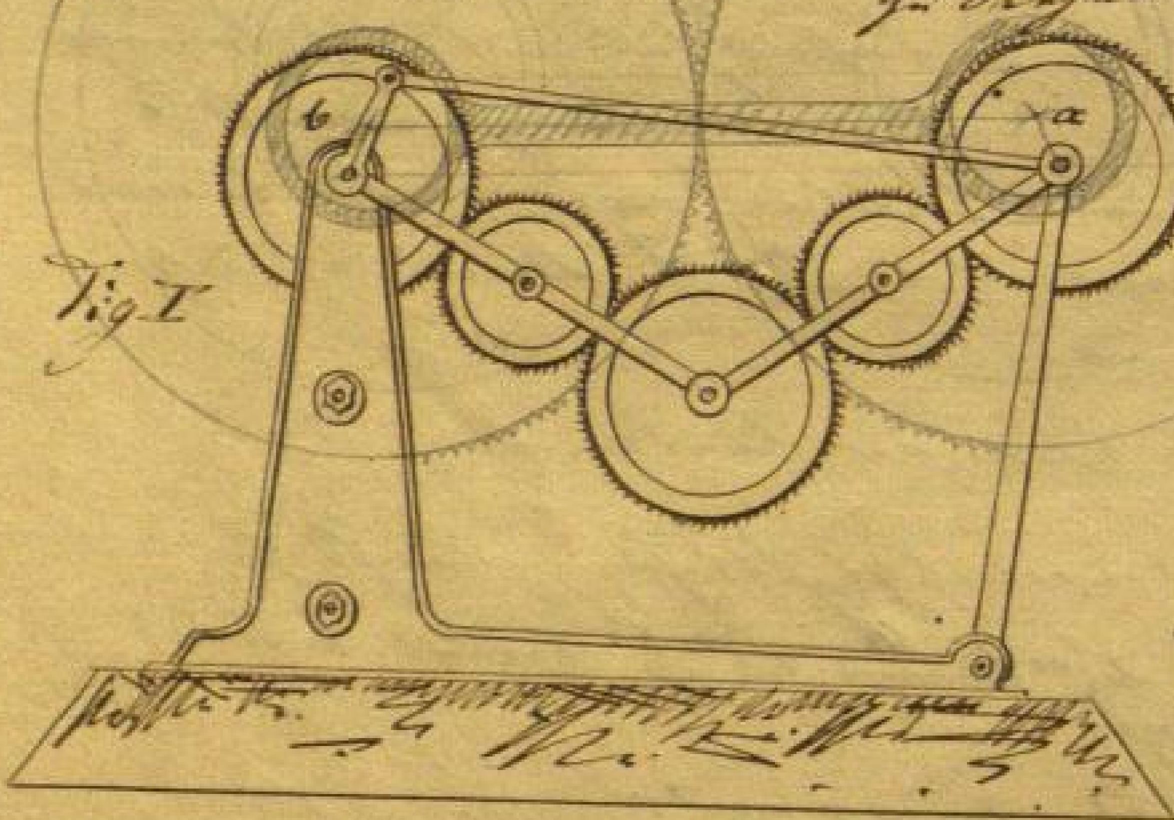
d.i. $(n_x) = \left(\frac{n}{b}\right)\left(\frac{b}{d}\right)\left(\frac{e}{x}\right) + \left(\frac{n}{c}\right) - \left(\frac{n}{c}\right)\left(\frac{b}{d}\right)\left(\frac{e}{x}\right)$.

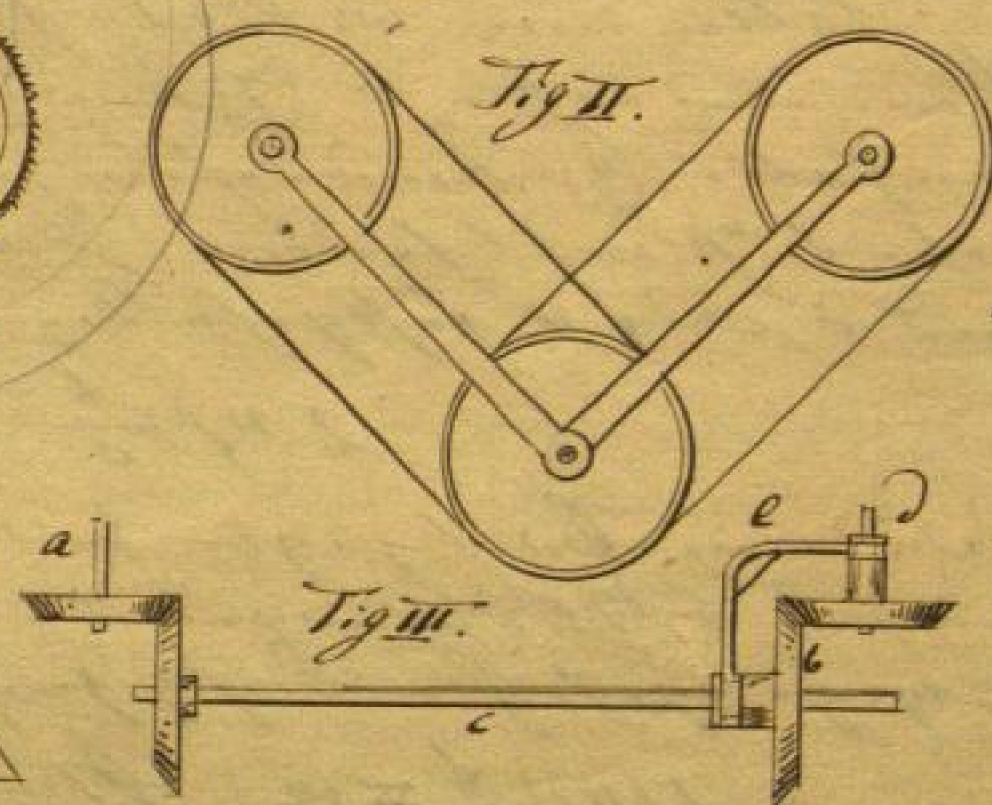
Abstellmechanismus.



A ist eine Bremsrolle, die sich frei dreht. Ist diese Rolle durch den Bremsbaum D gestellt, so wird unmittelbar die Kraft von der Kurbel auf das Schwungrad B übertragen, daß sie dann weiter [illegible], da dann die Rolle bloß als Zapfenlager dient. Will man aber die Maschine stellen, so läßt man D frei herausgehen, dann geht, da bei B ein großer Widerstand ist, die Rolle A herum.

Mechanismus um eine schwingende Welle a zugleich zu drehen.

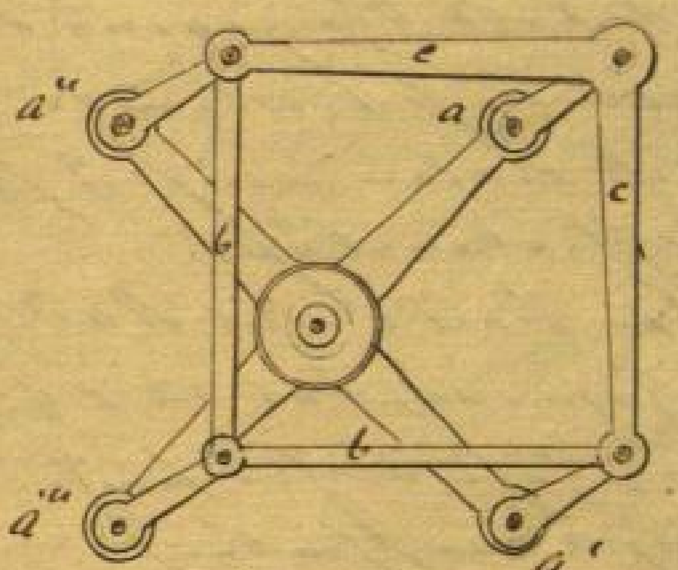




Es soll eine Welle a (Fig I) von einer Welle b aus, sowohl drehend, als hin u. hergehend bewegt werden. Die hin und hergehende Bewegung wird durch eine Kurbel hervorgebracht. Durch Zahnräder auf einem beweglichen Gestänge wird die drehende Bewegung von b auf a übertragen. Dürfen sich die 2 Räder a u. b gegeneinander verstellen, ohne daß der Maschinenzusammenhang dadurch gestört wird, so kann man wie in Fig II Riemen anwenden. Nach Fig III kann man im vorliegenden Fall [illegible] anwenden.

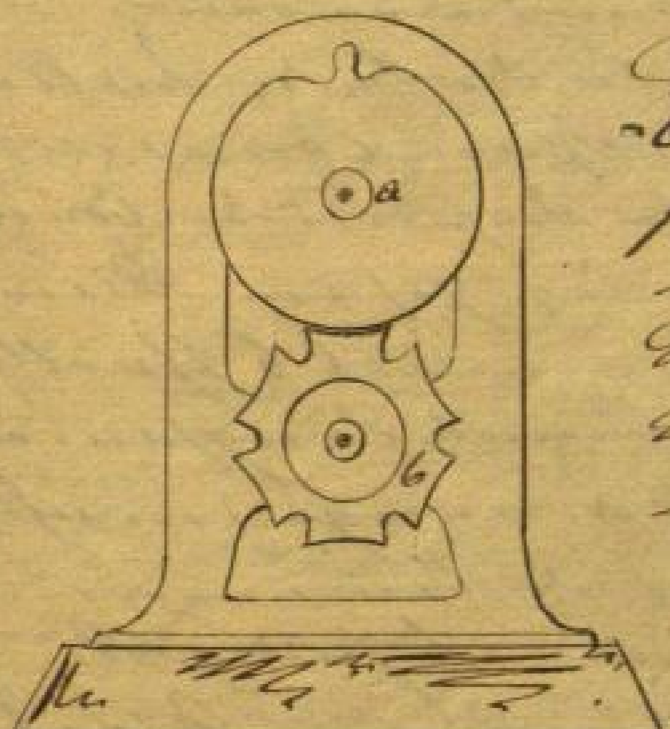
Fig I. Bleizeichnung. Anwendung der Zahnexcentriks v. Reuleaux.

Von a geht die drehende Bewegung aus; b ist mit der Axe c so verbunden, dass er sich mit ihr drehen muss, und demnach dreht auch derselbe sich in der gleichen Weise. Die Welle d, die die ... einer Wechsel- und eine hin und hergehende Bewegung macht, und die drehenden ... c das Rad b mitnimmt, kann auf diese Weise wenn a sich dreht zugleich sich auch drehen, während sie ihre hin und hergehende Bewegung macht.



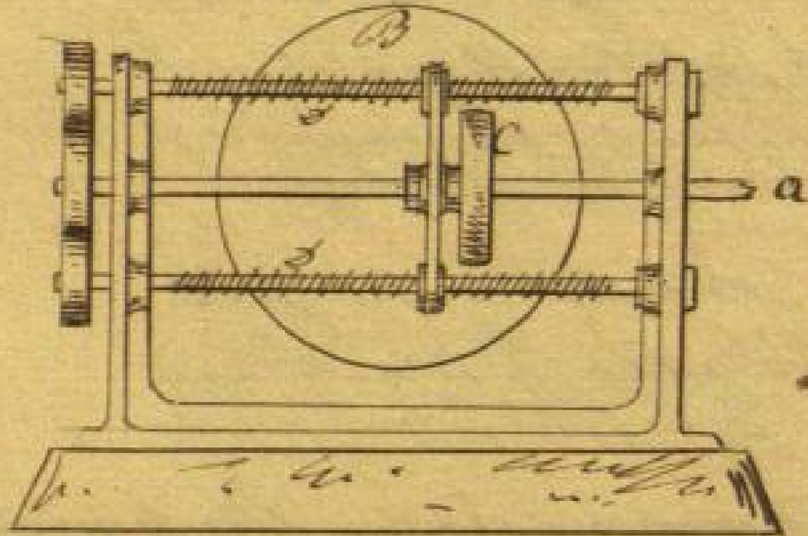
Von einer Welle a aus soll noch 3 andere Welle gerade ein Bewegt werden. Zu diesem Zweck wendet man diese Maschine an. cc ist ein rechtwinkl. gebogenes Eisenstück. Durch dieses Kurbelstück werden die 2 Kurbeln a' u a'' und durch das andere Gestänge bb, die Kurbel a''' mitgenommen und müssen sich natürlich ganz gleichförmig mit a bewegen.

Zählwerk.



Wenn es darauf ankommt die Anzahl der Umdrehungen einer Welle a per Tag od. per Woche zu zählen, so kann man sich dieses Zählwerks bedienen. Man bringt an der Welle a ein solches Rad mit einem Zahn an, unter dasselbe eines mit entsprechenden Vertiefungen. Dreht sich nun a herum, so kann sich b nicht eher drehen, als bis der Zahn kommt und greift in eine solche Vertiefung ein, wodurch dann b um einen Theil weiter bewegt wird. Hat a 1 Zahn u. b z.B. 6 Vertiefungen, so muss a schon 6 Umdrehungen machen bis b erst 1 macht. Setzt man nun auf b wieder ein solches Rad mit einem Zahn und neben dasselbe ein entsprechendes Rad c, so geht das letzte Rad, wenn es z.B. 10 Vertiefungen hat nur 1 mal herum, wenn a, 60 Umdrehungen gemacht hat. Auf diese Weise kann man die Rädchen ... fortsetzen, so weit man will. Das Rad b muss aber so construirt sein, dass es sich nicht drehen kann, wenn der Zahn nicht thätig ist.

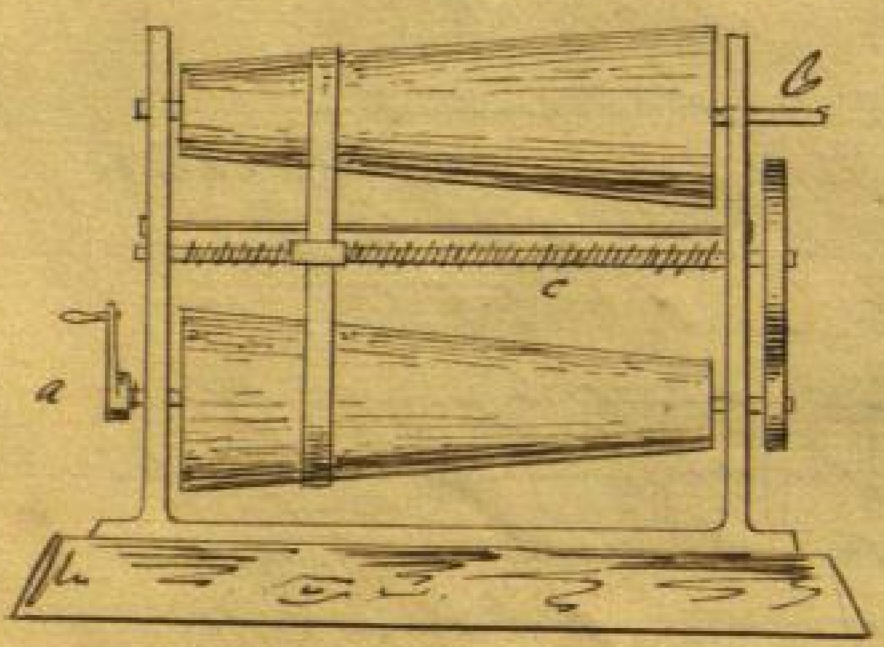
Wenn eine Welle, von einer gleichförmig sich drehenden Welle aus, eine unregelmäßig schnellere oder langsamere Bewegung erhalten soll, kann man folgenden Mechanismus verwenden.

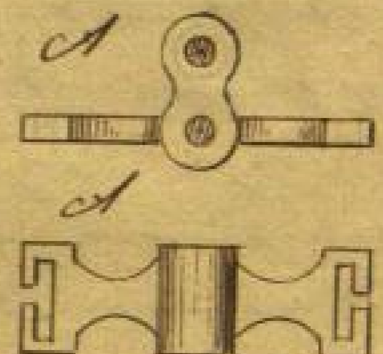


B ist ein Rad das auf der Welle sitzt die getrieben werden soll. Auf der Vorderseite des Rades ist Leder aufgespannt. Gegen dieses Leder drückt eine mit Leder überzogene Rolle C die auf der Welle a, so verbunden ist, daß sie sich mit ihr drehen muß, sich aber auf ihr hin u. her schieben läßt.

Wird nun bei a gedreht, so nimmt die Rolle C das Rad B mit. Auf der Axe a sitzt ein kleines Zahnrad, das in 2 große Zahnräder oben u. unten eingreift. Diese 2 Zahnräder haben 2 Schrauben b u. d, die dann die Rolle C auf a verschieben. Ist die Rolle C am Ende von B angekommen, so muß sich a verkehrt herum drehen.

Zu demselben Zweck ist auch folgender Mechanismus anzuwenden.

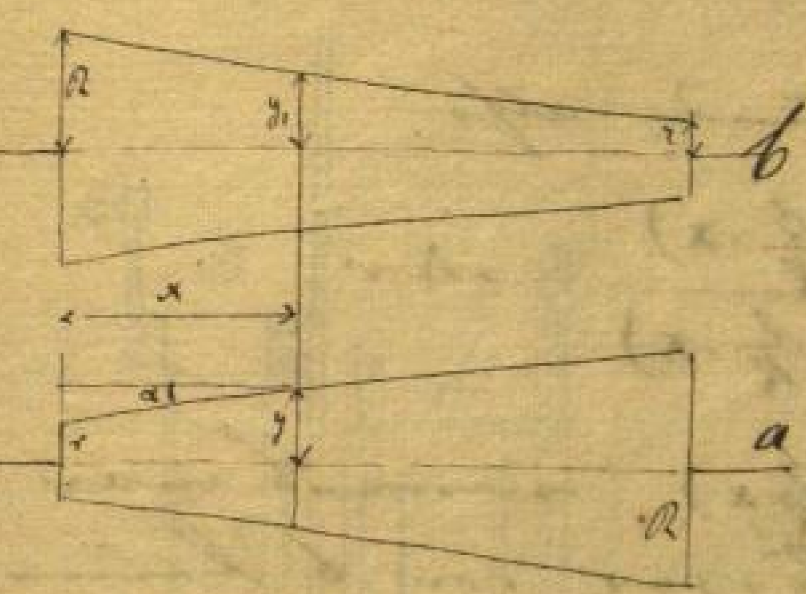




Auf jeder der beiden Wellen a u. b sitzt ein Conus verkehrt. Über diese beiden Conusse bewegt sich ein Riemen, der einmal b schneller, einmal langsamer als a bewegen macht. Die Bewegung des Riemens geschieht durch eine Führung d, die auf einer Schraube c sitzt, welche letztere durch ein Räderpaar von a aus bewegt wird. Ist der Riemen am Ende der Conusse angekommen, so muß sich a verkehrt herum drehen und mithin auch b.

Will man eine Axe b von a aus einmal schnell u. ein andermal langsam bewegen, ohne mehrere Rollen anzuwenden, so kann man folgende Rollconstruction benutzen. A ist ein gußeisernes Kreuz, das den Kranz der Rolle bildet. Auf der Axe dieses Kreuzes bewegt sich doch ein kleines Rad a, die mit Schlitzen versehene Scheibe B. Auf jedem Arm des Kreuzes ist aber ein Stift angebracht, der

Berechnung der conischen Riemen Rollen.



Es muß $y + y_1 = r + R$ sein

$y_1 = R + r - y$

Und Anzahl der Umdrehungen von b $= \left(\frac{n}{b}\right) = \left(\frac{n}{a}\right) \frac{y}{R+r-y} = \left(\frac{n}{a}\right) \frac{r + x\,tg\,\alpha}{R + r - r - x\,tg\,\alpha}$

da $y - r = x\,tg\,\alpha$ od. $r - y = -x\,tg\,\alpha$

$$\left(\frac{n}{b}\right) = \left(\frac{n}{a}\right) \frac{r + x\,tg\,\alpha}{R - x\,tg\,\alpha}$$

Nennen wir k die Geschw. mit welcher der Riemen fortrückt, und t die Zeit die verfließt während der Riemen von r auf y rückt, so haben wir

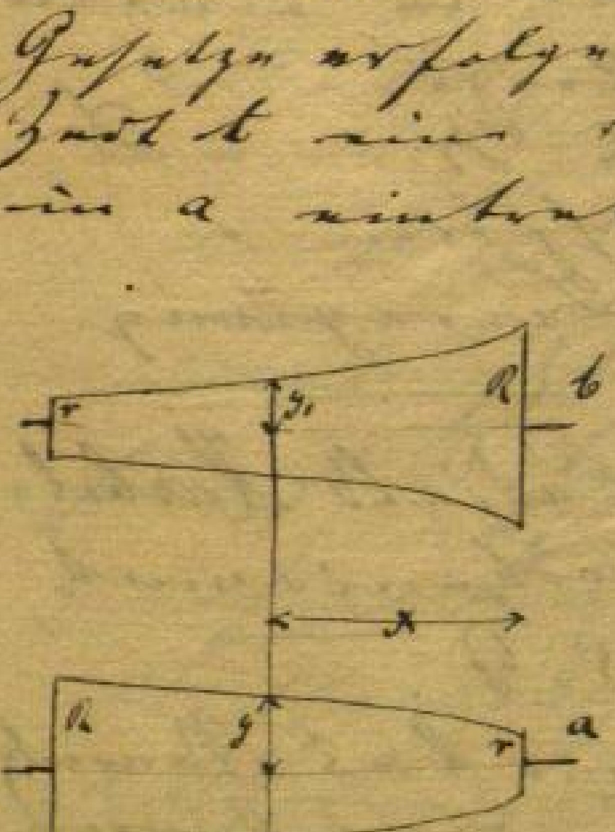
$$x = kt \quad \text{und} \quad \left(\frac{n}{b}\right) = \left(\frac{n}{a}\right) \cdot \frac{r + kt \cdot tg\,\alpha}{R - kt \cdot tg\,\alpha}$$

Aus dieser Gleichung sieht man daß mit geradlinigen Conen keine gleichförmig beschleunigte Bewegung erzielt werden kann, wenn der Riemen gleichförmig fortrücken soll, sonst müßte die Gl. die Form

$$\left(\frac{n}{b}\right) = A + Bx = A + B.kt \text{ haben.}$$

Betrachten wir den ganz allgemeinen Fall, daß man in b die Bewegung nach einem ganz beliebigen Gesetze erfolgen, nach Verlauf einer gewissen Zeit t eine vorgeschriebene Geschwindigkeit in a eintreten soll.

Es sei $\left(\frac{n}{b}\right) = f(t)$, k die Horizontalgeschwindigkeit des Riemens nach dem obigen haben wir allgemein



$\left(\frac{n}{b}\right) = \left(\frac{n}{a}\right) \cdot \frac{y}{R+r-y}$, $x = kt$ $t = \frac{x}{k}$

$f(t) = \left(\frac{n}{a}\right) \cdot \frac{y}{R+r-y}$ $\qquad (R+r) f\frac{x}{k} - y\left(f\frac{x}{k}\right) = \left(\frac{n}{a}\right) \cdot y$

$y = \frac{(R+r) f\frac{x}{k}}{f\left(\frac{x}{k}\right) + \left(\frac{n}{a}\right)}$.

Nach diesen allgem. Gleichungen können wir jedes beliebige Gesetz, nach dem b sich bewegen soll realisieren. Es sei beispielsweise $\left(\frac{n}{b}\right) = \alpha + \beta t$, so hätte also eine gleichförmig beschleunigte Bewegung einzutreten.

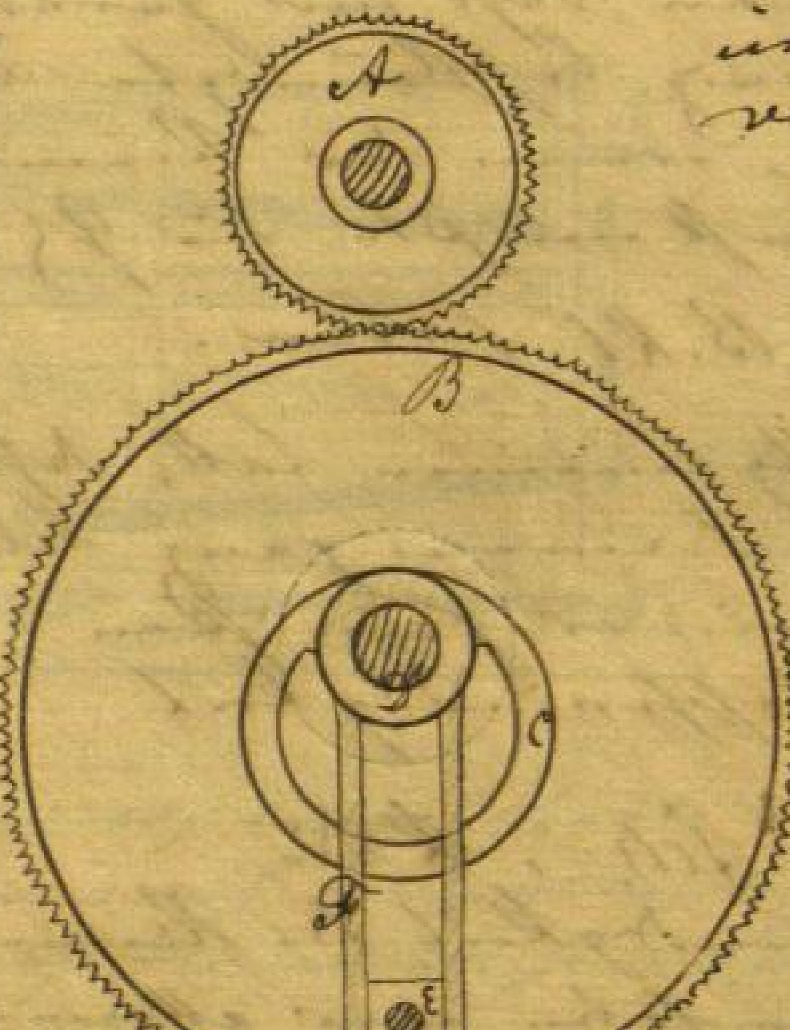
$$f(t) = \alpha + \beta t \qquad t = \frac{x}{k}$$

$$f\frac{x}{k} = \alpha + \beta\cdot\frac{x}{k} = \alpha + \frac{\beta}{k}\cdot x \quad \text{und also}$$

$$y = \frac{(R+r)\, f\cdot\frac{x}{k}}{\left(\frac{n}{a}\right) + f\cdot\left(\frac{x}{k}\right)} = \frac{(R+r)\left(\alpha + \frac{\beta}{k}\cdot x\right)}{\left(\frac{n}{a}\right) + \left(\alpha + \frac{\beta}{k}\cdot x\right)} \quad \text{oder}$$

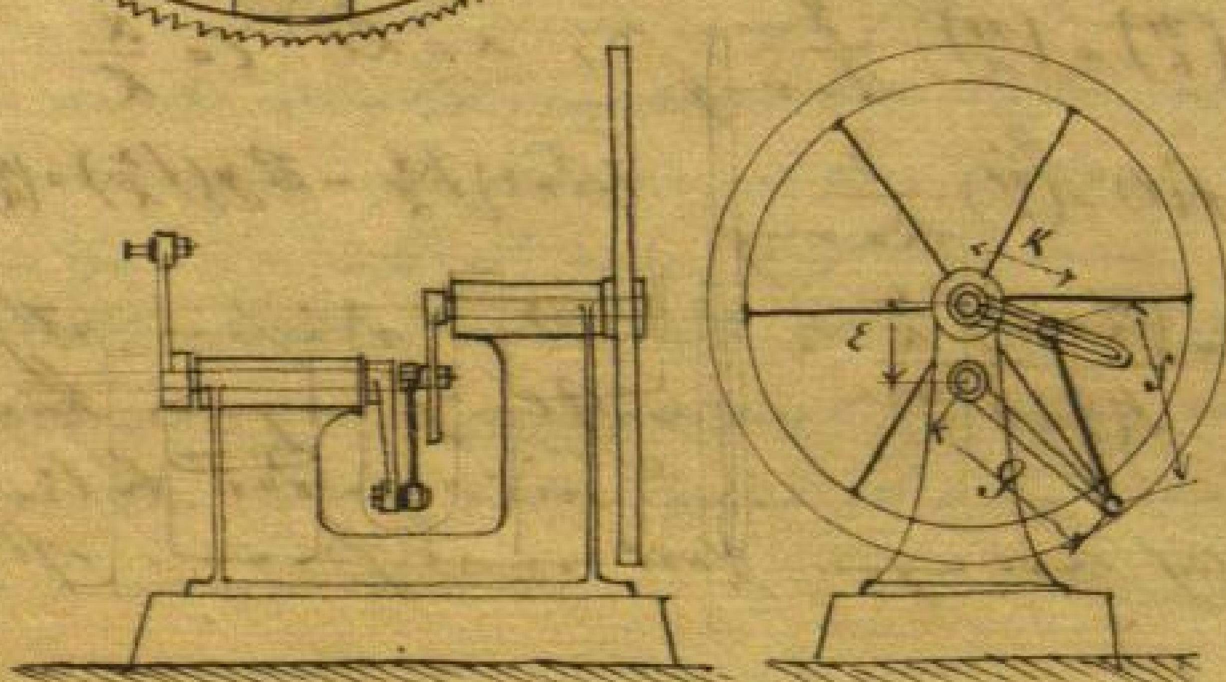
$\left(\frac{n}{a}\right)\cdot y + \alpha y + \left(\frac{\beta}{k}\right) x y = (R+r)\left(\alpha + \frac{\beta}{k} x\right)$ woraus man sieht, dass der Rotationskörper von b keine gerade Linie sondern ein Hyperbelstück als Erzeugende hat, denn obige Gl. ist die einer Hyperbel, deren Asymptoten einen rechten Winkel mit einander bilden.

Mechanismus um eine gleichförmig drehende Bewegung in eine ungleichförmig drehende zu verwandeln.



Ein Rad A bewegt das Zahnrad B, das sich auf dem Excentrum C lose dreht. Auf B ist ein Stift E befestigt der sich beim Drehen von B in einem Schlitz F schiebt, und zugleich die Welle D in ungleichförmig drehende Bewegung versetzt.

Cadiat's Kurbel-Mechanismus.



S = g

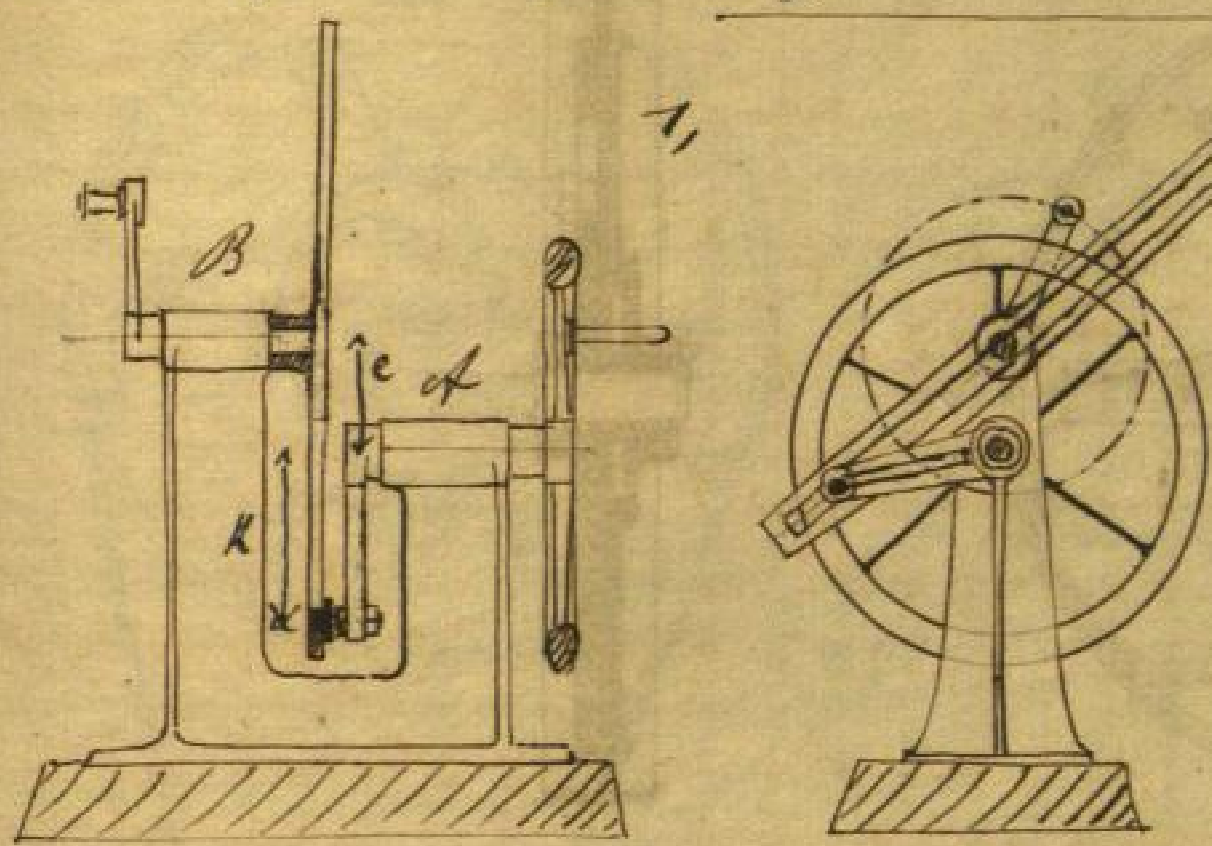
1, für k = ε Umwandlung einer gl. rot. Bewegung in ungl. rot. von doppelter Rotationsgeschw.

2, für k < ε Umwandlung in eine ungl. hin- und herschwing.

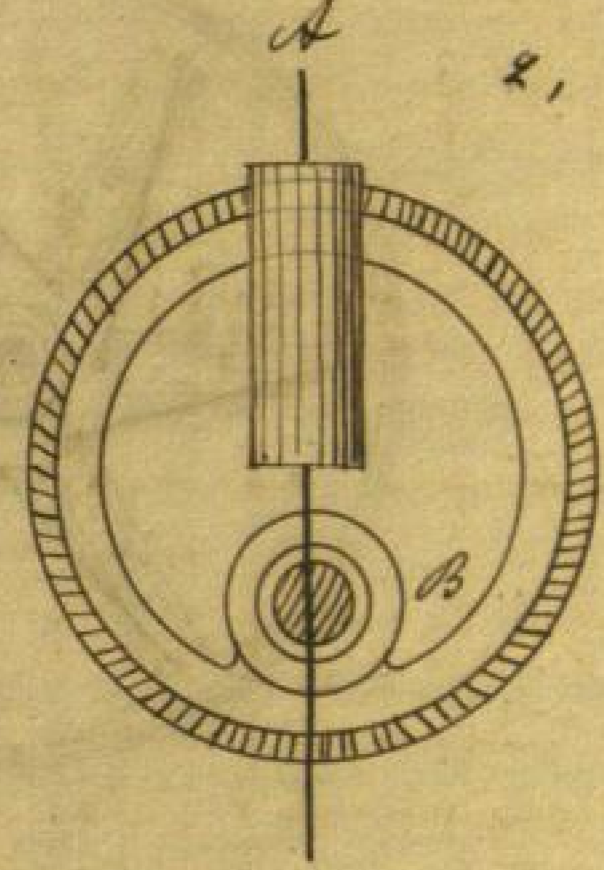
3, für k > ε in eine ungl. rot.

Mechanismen zur Verwandlung einer gleichförmig rotirenden Bewegung in eine ungleichförmig rotirende.

1,



2,



3,

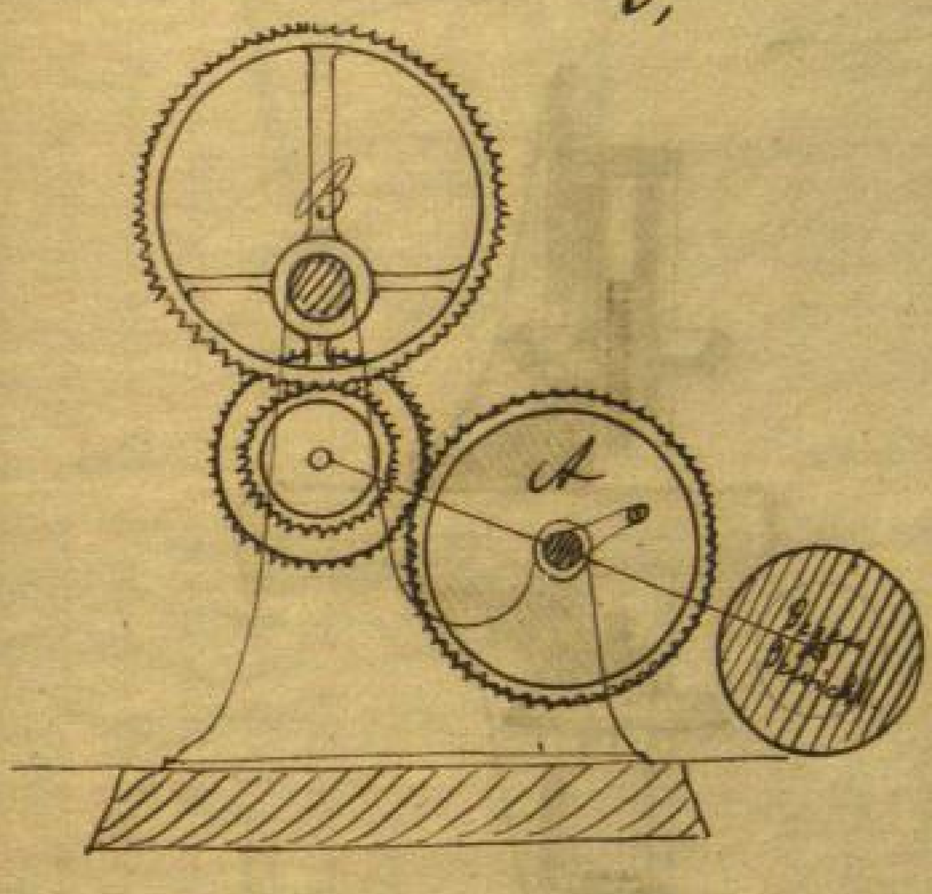


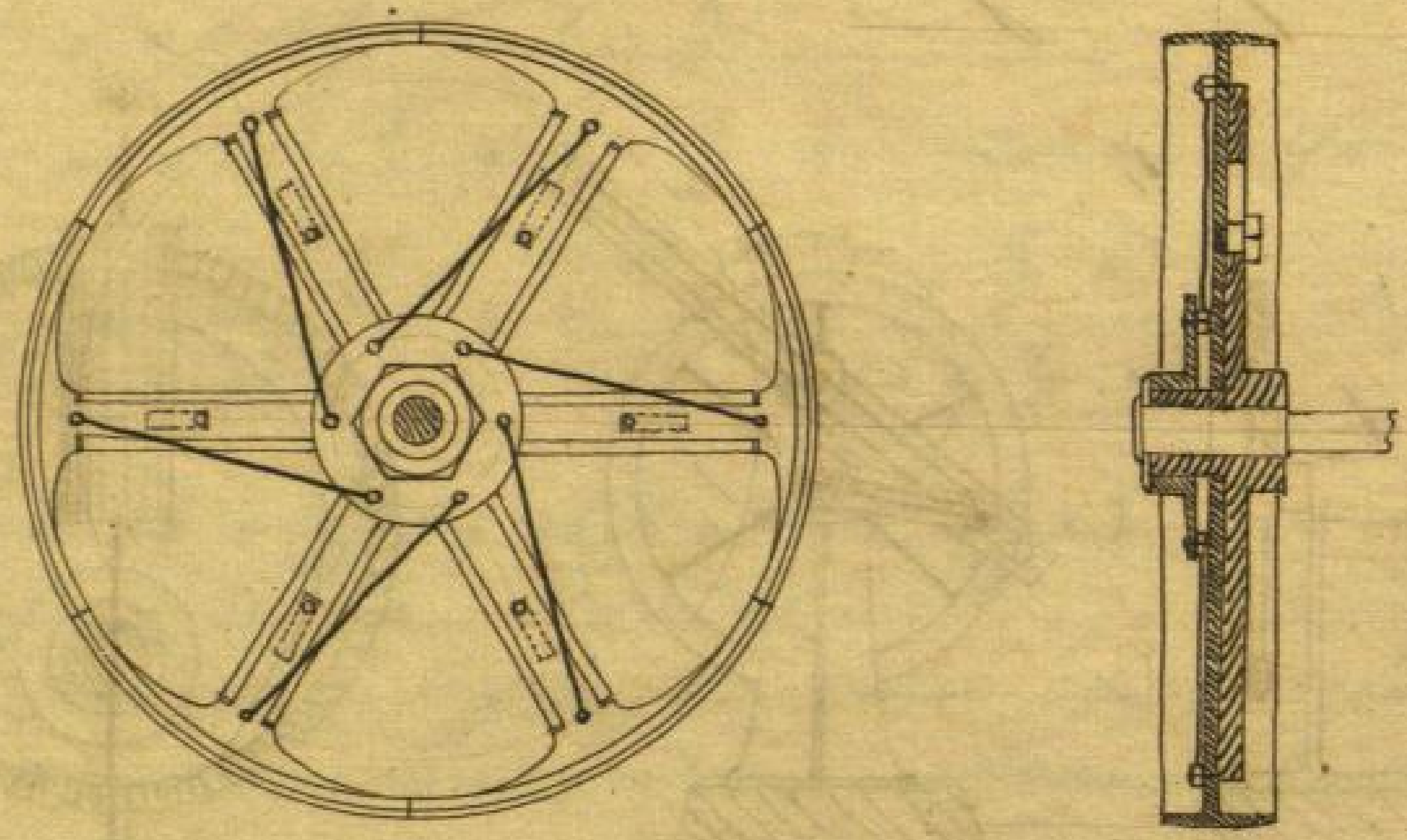
Fig. I. Mit diesem Mechanismus können 3 verschiedene Bewegungsverwandlungen erzeugt werden.

1, für $k > e$ Verwandlung einer gleichförmig rotir. Bewegung in eine ungleichf. rotirende von gleicher Umdrehungszahl.

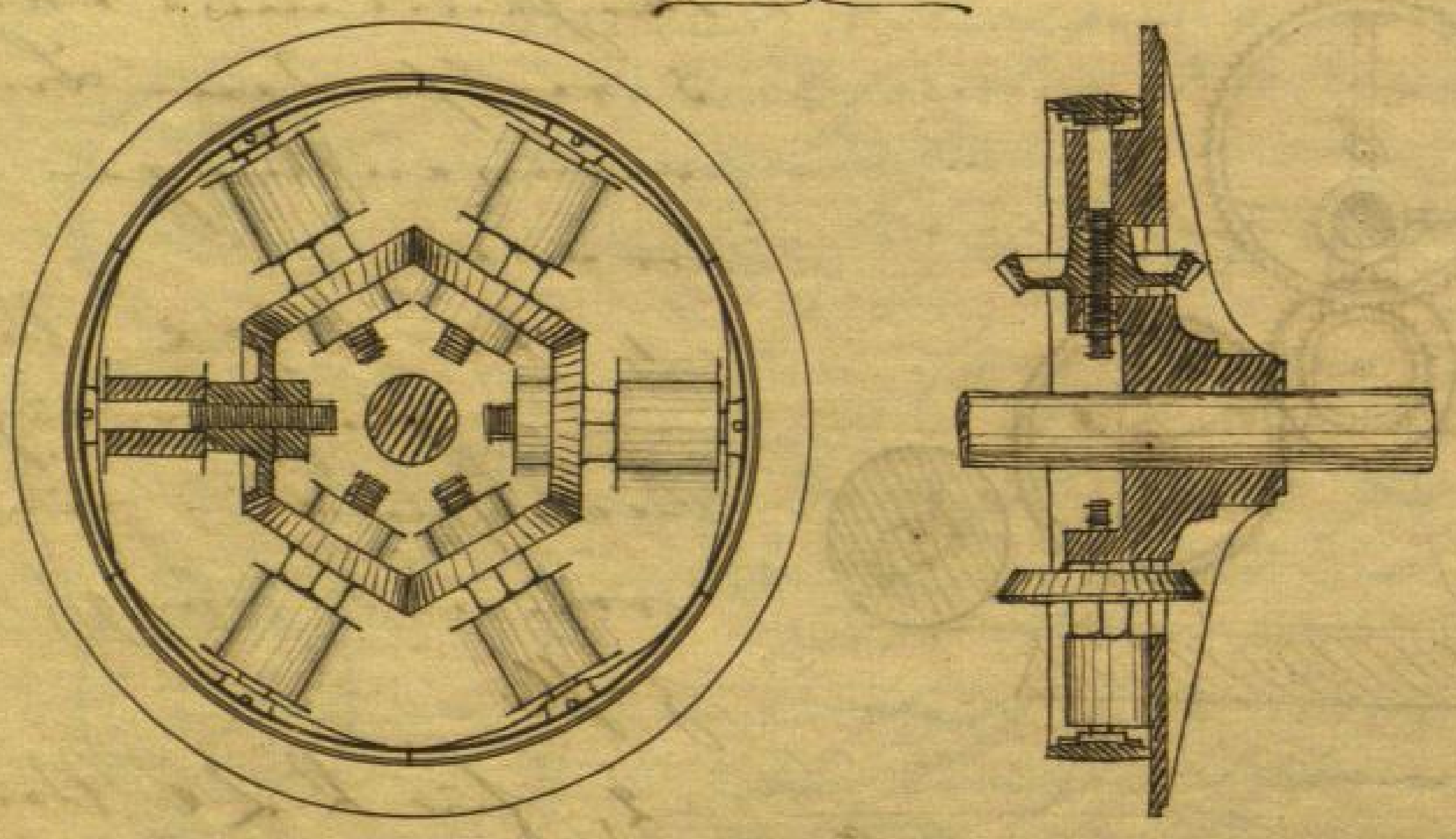
2, für $k < e$ Verwandlung einer glf. rot. Bew. in eine ungleichf. hin und her schwingende.

3, für $k = e$ Verwandlung einer gleichförmig rot. Bewegung in eine andere gleichförmig rot. Bewegung von doppelter Rotationsgeschwindigkeit.

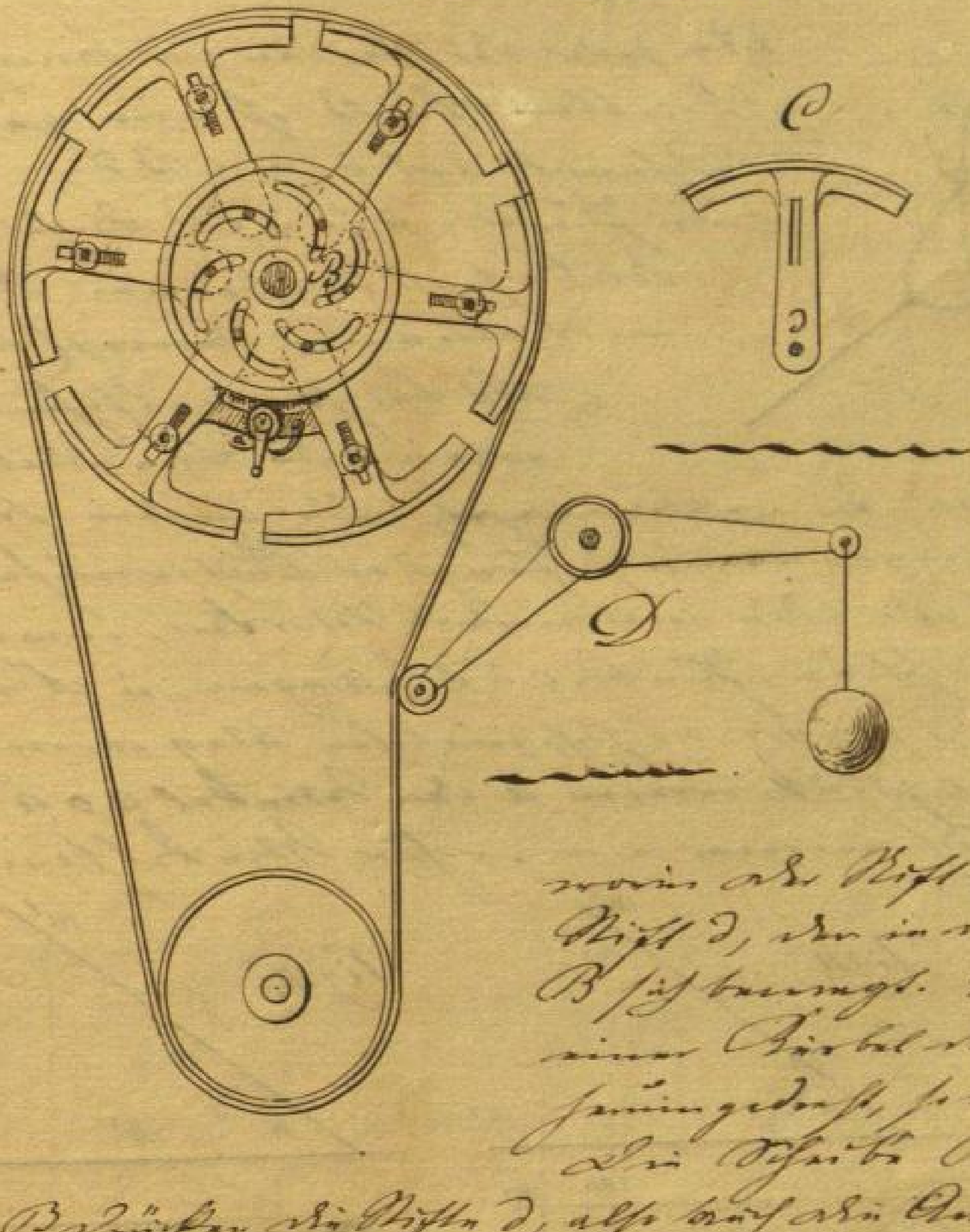
Expansions-Rolle



Expansions Rolle mit Schrauben und Räder.

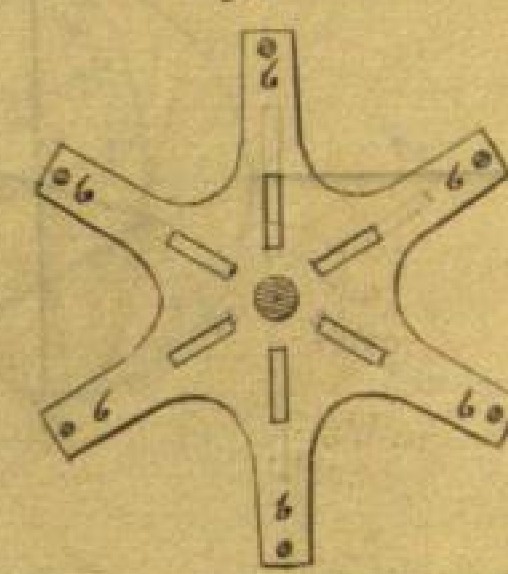


Expansions-Rolle

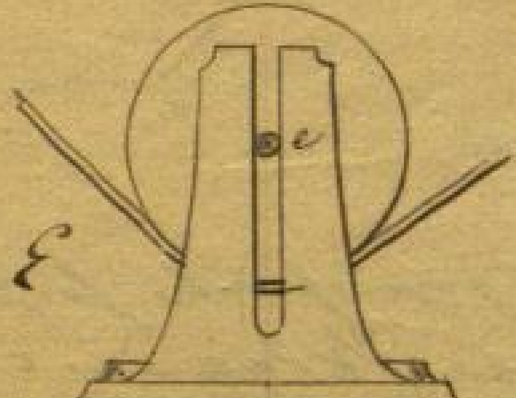


C

A



der zur Führung der entsprechenden Armes C dient. Jeder Arm C hat oben einen Schlitz, worin der Stift c läuft und ein Stift d, der in den Schlitzen von B sich bewegt. Wird nun mittelst einer Kurbel der kleine Trieb a herumgedreht, so bewegt sich mit ihm die Scheibe B, und die Schlitze in B drücken die Stifte d, also auch die Arme, entweder gegen oder von dem Mittelpunkt M, je nach dem a gedreht wird. Zur Spannung der Riemens dient ein Spannhebel D. Geschieht die Übertragung horizontal, d.h. liegen die Mittelpunkte der Rollen in 1. horizontalen Linie, so kann man auch untenstehende Spannrolle anbringen. Ihre Zapfen e können sich in 2 Schlitzen eines Bocks E herunter u. hinaufbewegen. Die Rolle muß in diesem Fall so schwer sein, daß sie gerade die rechte Spannung hervorbringt. —

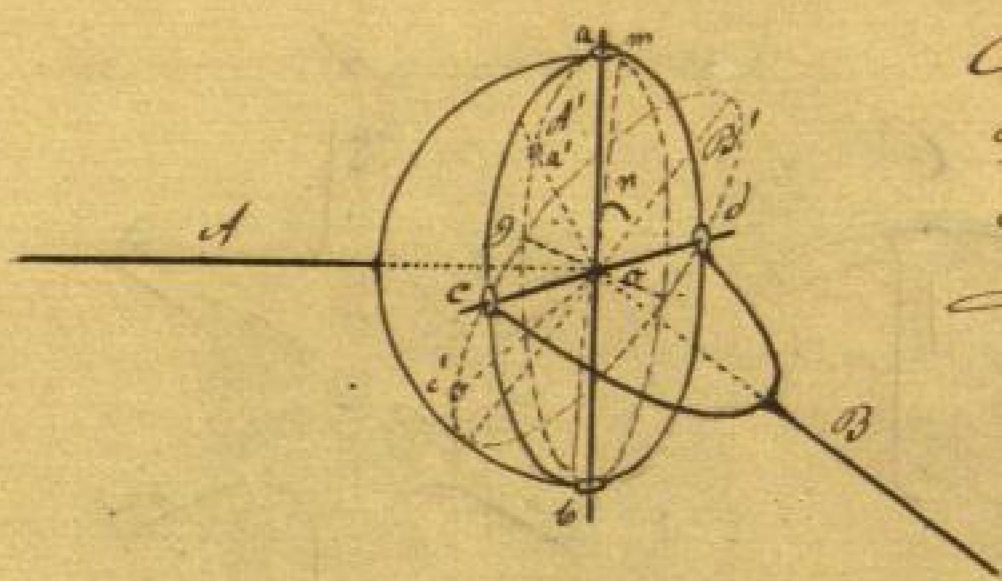


E

Hoog'scher Schlüssel

Wenn 2 nicht in einer Linie, aber 2 sich schneidende Wellen so miteinander verbunden werden sollen, daß beim Drehen der einen sich die andere mit dreht, so

kann man folgenden Mechanismus
„Hooke'scher Schlüssel" genannt, anwenden



An jeder der beiden zu bewegenden Wellen A u. B ist ein gabelförmiger Schweif a A b u. c B d. Die Punkte a b u. c d dieser beiden Gabeln sind durch einen Ring a c b d mit einander beweglich verbunden. Da leicht einzusehen ist, dass, wenn die eine Welle A sich gleichförmig fortdreht, ~~die …~~ die andere B sich ungleichförmig bewegen muss, so fragt es sich nach welchem Gesetze bewegt sich B. Oder mit andern Worten, wenn B' die Ebene ist, in der sich die Punkte c u. d bewegen, u. A' die der beiden Punkte a u. b, so fragt es sich, welchen Weg oder welchen Winkel c o c' legt c zurück, wenn a den Winkel a o a' durchläuft. a' o c' muss natürlich immer ein rechter Winkel sein.

Fig I

Fig II

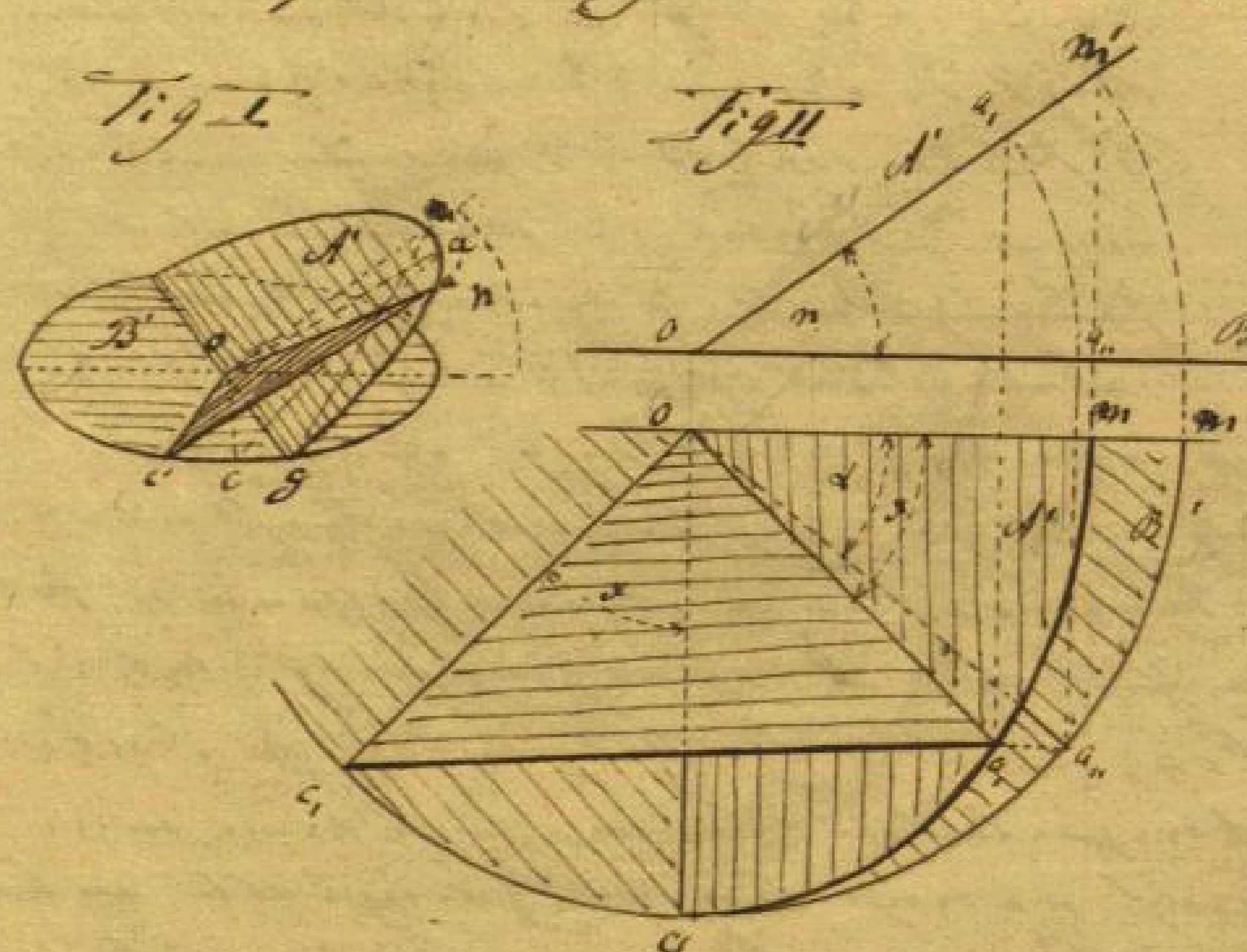
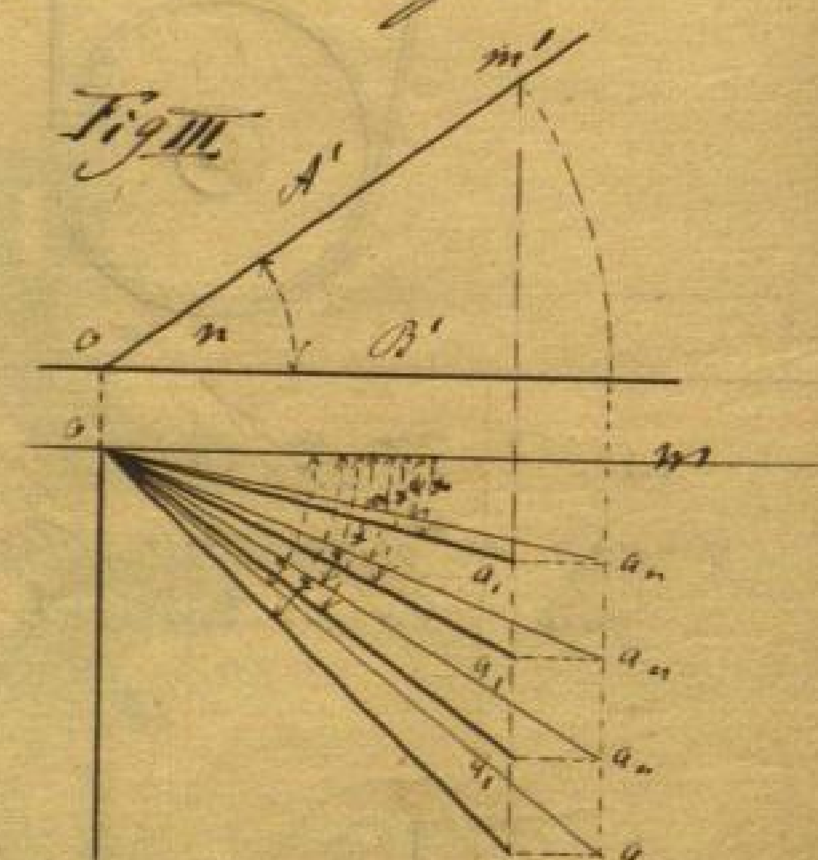


Fig III



Ist in Fig I A' u. B' die 2 Ebenen herausgezeichnet, so ist, wenn a a' der Weg von a ist, c c' der zugehörige Weg von c, wenn a' o c' ein rechtwinkliges Δ ist, d.h. ∠ a' o c = 90°.
Fig II. sei A', B' in Grund u. Aufriss. Man sieht leicht, dass wenn Punkt a in m ist, c in g sein muss, da ∠ m o g = 90°
Nehmen wir nun einen beliebigen Punkt a', so ist c' der dazu gehörige Punkt wenn wir im Grundriss ∠ a' o a = 90° machen
Legen wir nun die Kreise mit dem Punkt a' um, so finden wir die wirkliche Grösse m a'' des Weges von a oder den Winkel α.
Da aber ∠ m o a, im Grundriss = x ist = dem Winkel den c durchläuft,

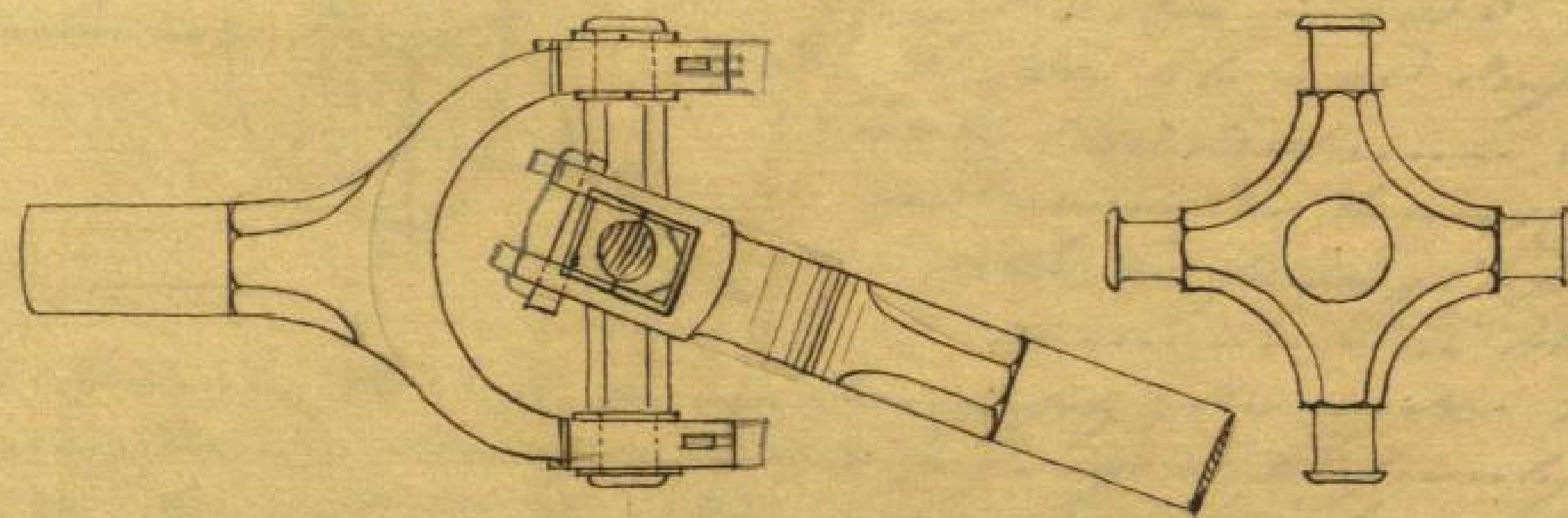
$oa_n = om' \cdot \cos n$
$oB_1 = om'$

$om' \cos n \cdot tg\,\alpha = om'\,tg\,x$
$tg\,x = \cos n \cdot tg\,x$

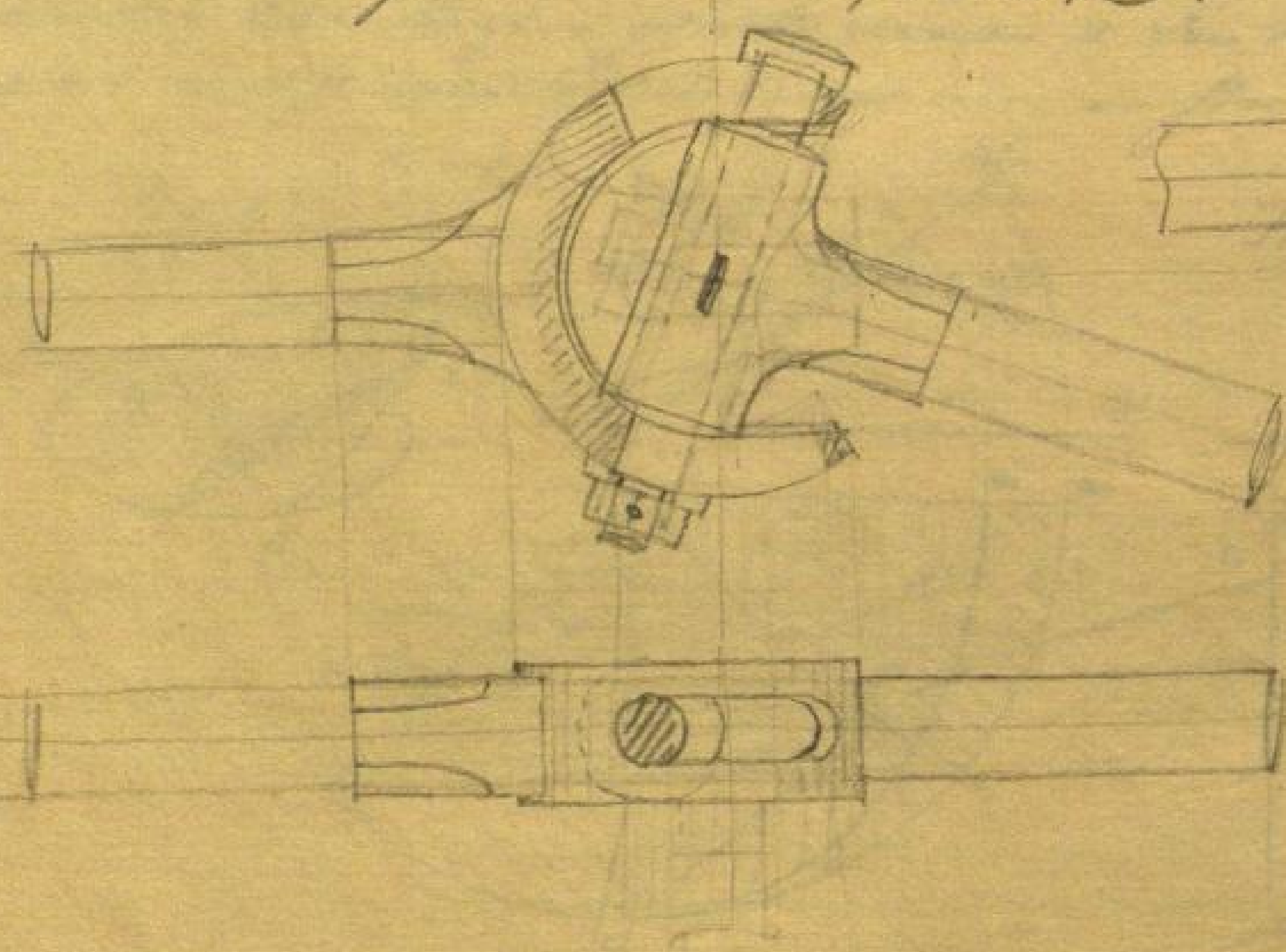
$tg\,\alpha = \frac{\cos n}{\cos n} \cdot tg\,x$
$= tg\,x$

$tg\,\alpha = \cos n^2 \cdot tg\,x$

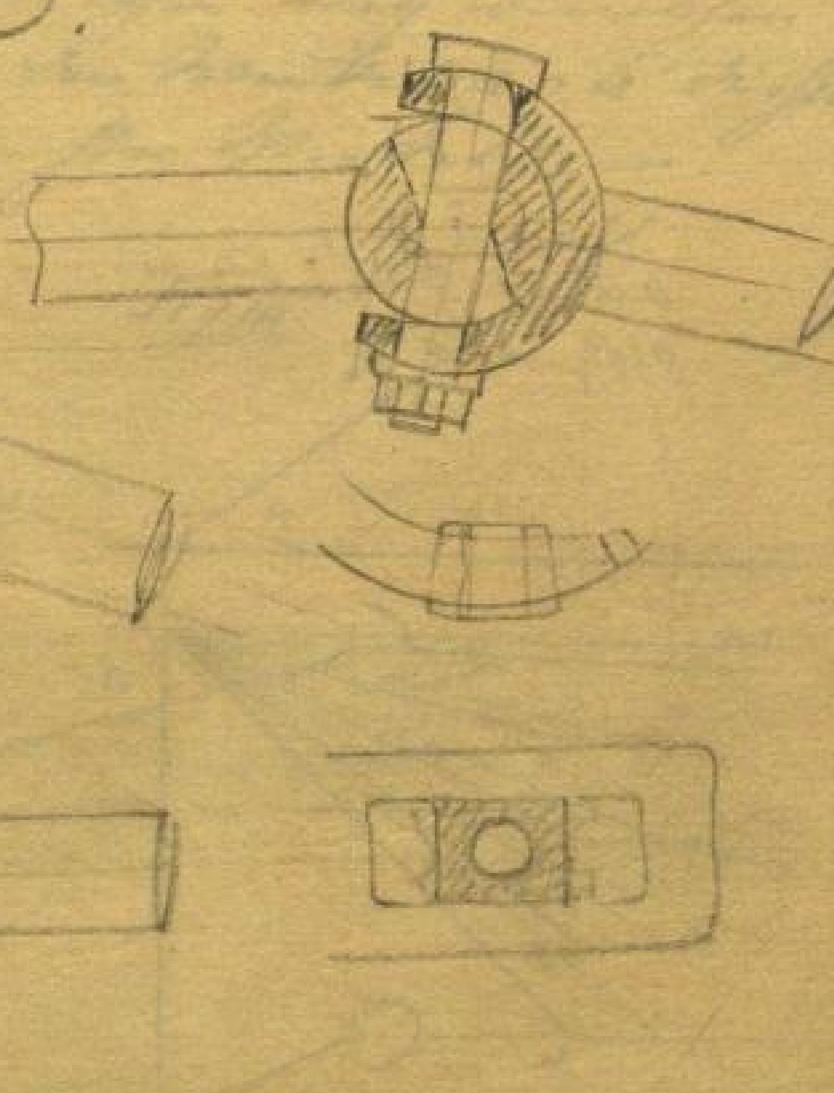
Construction eines Hoog'schen Schlüssels

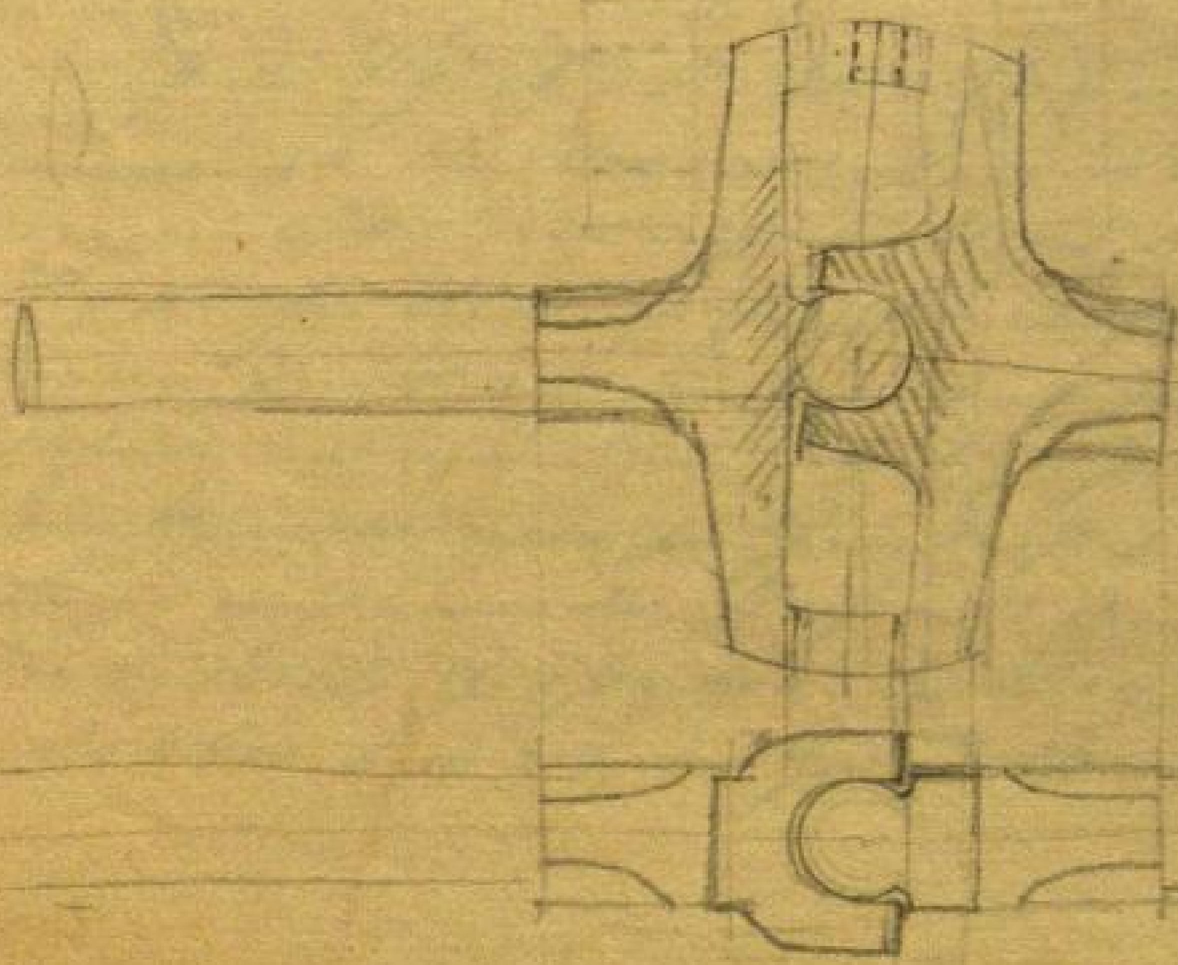


Richtiges Universalgelenk.



Kleines Gelenk

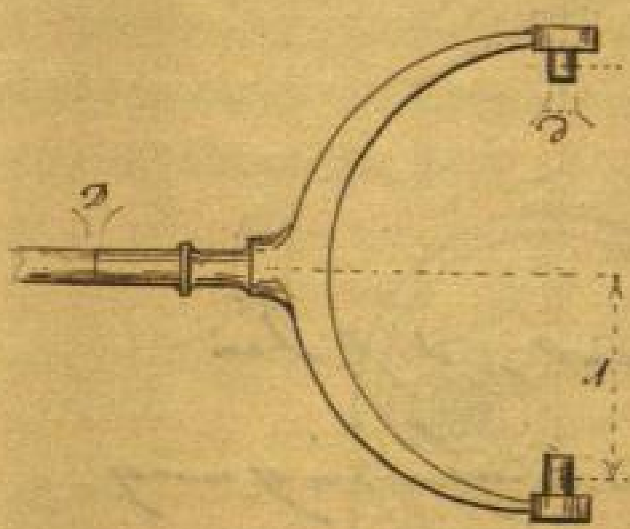




Große Gelenk
auch
in Gußeisen
auszuführen

so haben wir folgende Construktion von x, für einen beliebigen $\angle\alpha$: Tragen wir (T. VIII.) an Gewinde diese einen beliebigen $\angle\alpha = a_1\,o\,m$ auf, so finden wir den entsprechenden $\angle x$, wenn wir die Linie $a_1 a_2 \parallel o\,m$ ziehen, bis sie $m'\,a_2$ trifft, dann ist $a_2\,o\,m = \angle x$. Der Beweis ist für sich klar.

Was die Berechnung der Dimensionen der Gabel betrifft, so können diese ganz nach der Formel für die Kurbeln gemacht werden.



Die Formel für die Kurbeln, wenn Zapfen u. Welle von Schmiedeisen ist:

$$\frac{d}{D} = 1.2\sqrt[3]{\frac{D}{A}}$$

, da aber bei diesem Beispiel blos die $\frac{1}{2}$ Kraft auf einen Arm kommt, so muß man diesen Werth mit $\sqrt[3]{2}$ dividiren, da d proportional ist der $\sqrt[3]{P}$, wir haben also:

$$\frac{d}{D} = \frac{1.2}{\sqrt[3]{2}}\sqrt[3]{\frac{D}{A}},$$

wo A die an der Figur angezeigten Entfernung bedeutet.

Da man gewöhnlich $\frac{A}{D} = 6$ setzt, so ist, wenn wir diese Regel auf die Formel S. 72 anwenden wollen:

$$\frac{d}{D} = 0{,}49 \cdot 0{,}7,$$

da wir es mit $\frac{1}{\sqrt[3]{2}}$ multipliciren müssen, $\frac{1}{\sqrt[3]{2}}$ ist aber $= 0{,}7$, folglich finden wir

$$d = 0{,}343\,D$$

Um eine drehende Bewegung in eine hin u. hergehende zu verwandeln, kann man immer eine Kurbel anwenden, wenn der zu bewegende Theil nicht gleichförmig sich hin u. herbewegen soll.

Denn man begreift leicht, daß wenn die Kurbel sich gleichförmig bewegt, der hin und hergehende Körper nicht auch gleichförmig gehen kann, da die horizontal fortschreitende Bewegung, bei der senkrechten Stellung der Kurbel viel größer ist als bei ihrer horizontalen (Fig. auf der folgenden Seite).

Nun frägt es sich wieder blos, wie groß ist der vom Kreuzkopf gelegte Weg FC, wenn M den Weg AM durchläuft.

Dieser ist aber leicht zu finden, denn es ist:

$r \cos\varphi + l \cos\psi = x$

$r \sin\varphi = l \sin\psi$ folglich $\sin\psi = \frac{r}{l}\sin\varphi$

u. $\cos\psi = \sqrt{1-\left(\frac{r}{l}\right)^2 \sin^2\varphi}$ und daher $x = r\cos\varphi + l\sqrt{1-\left(\frac{r}{l}\right)^2\sin^2\varphi}$

$= r\cos\varphi + \sqrt{l^2 - r^2\sin^2\varphi}$

$CF = OC - OF = r + l - r\cos\varphi - \sqrt{l^2 - r^2\sin^2\varphi}$

$CF = r(1-\cos\varphi) + l\left(1-\sqrt{1-\left(\frac{r}{l}\right)^2\sin^2\varphi}\right)$

Nimmt man $l = \infty$, so wird:

$CF = r(1-\cos\varphi)$ da $\left(\frac{r}{l}\right)^2 = 0$ wird, d. h. die Bewegung vom Kopf dann eine Sinus versus Bewegung.

Damit nun die Kolbenstange, welche von dem Punkt F aus zu dem Cylinder geht, in einer Linie sich bewegt, kann man folgende Führungen anbringen.

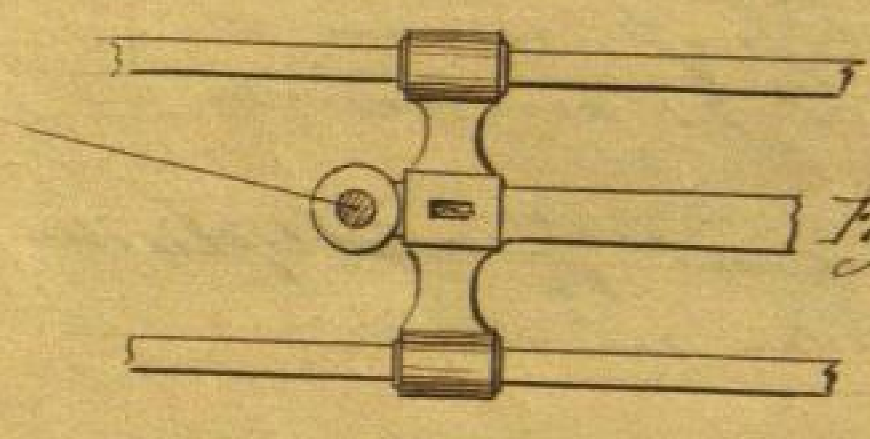


Fig I.

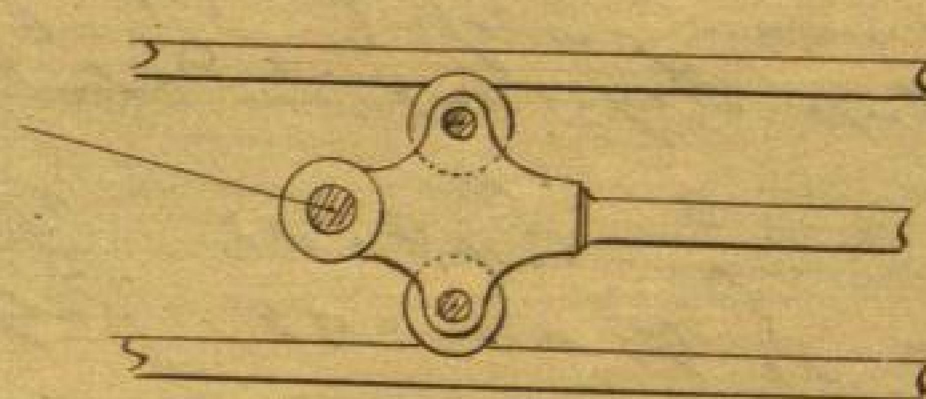


Fig II.

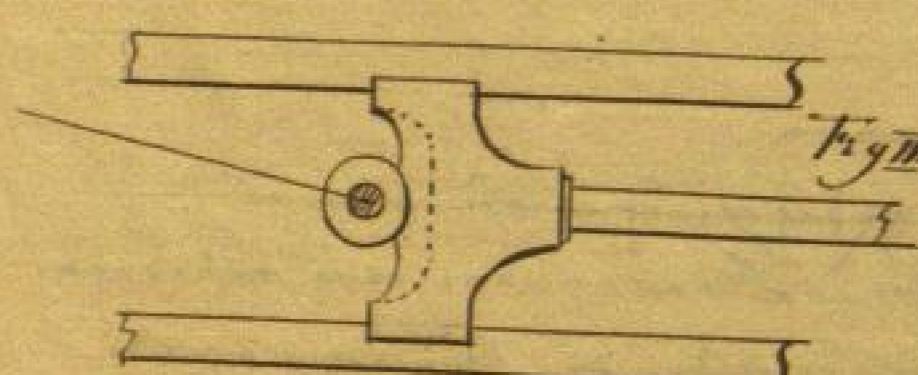
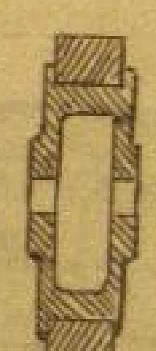


Fig III.



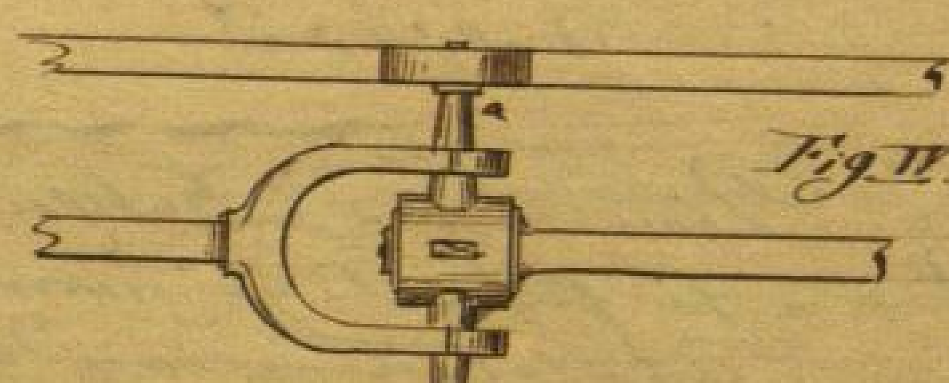


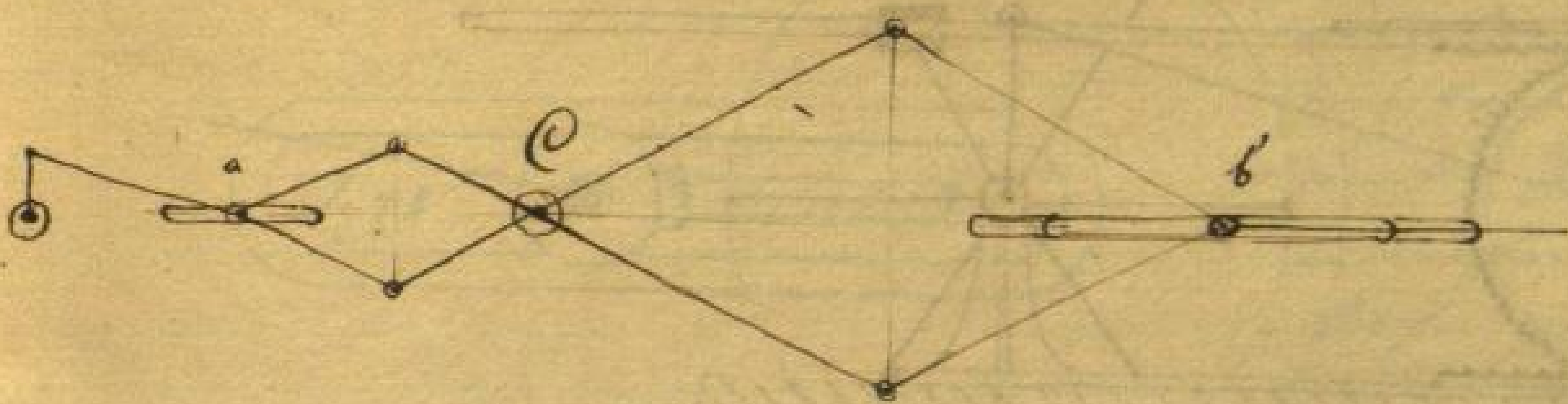
Fig IV.

Fig I. Eine Kreuzkopfführung

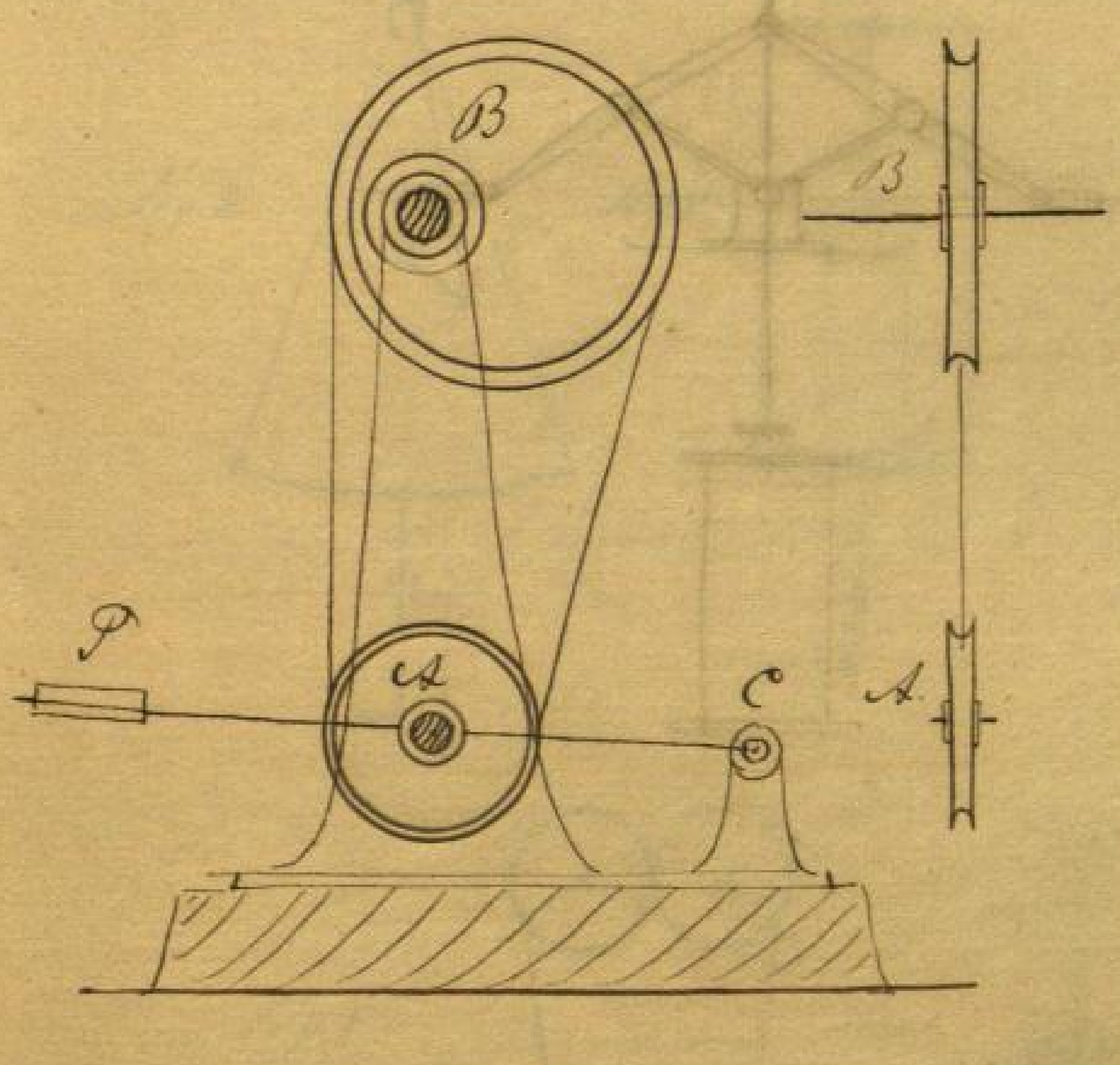
Fig II. Eine Rollenführung, mit 2 vertical übereinander stehenden Rollen

Fig III. Eine gleitende Führung

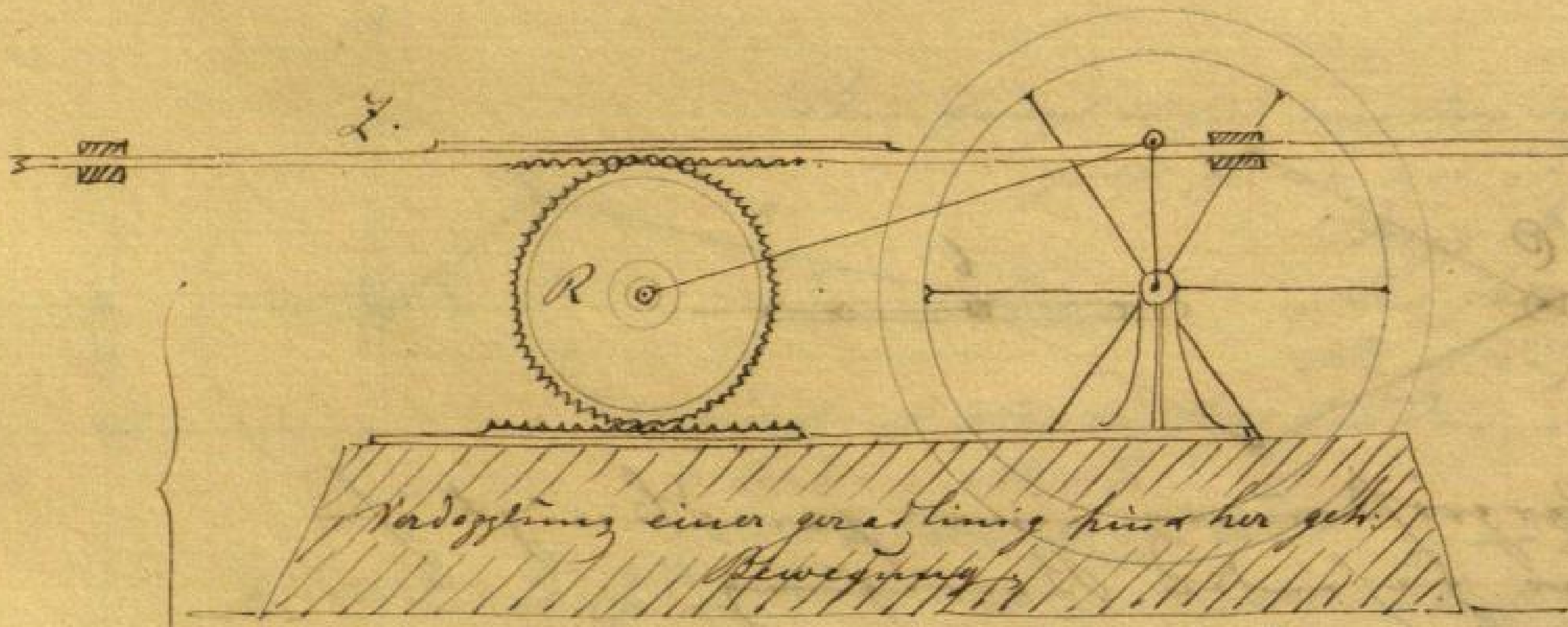
Fig IV. Eine wagenartige Führung mit 2 Rollen, die auf einer horizontalen Axe a sich frei drehen.



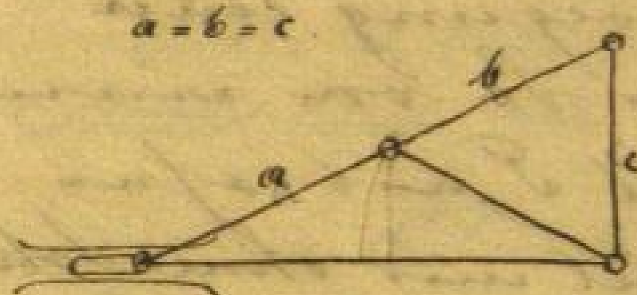
Vergrößerung einer geradlinigt hin und her gehenden Bewegung

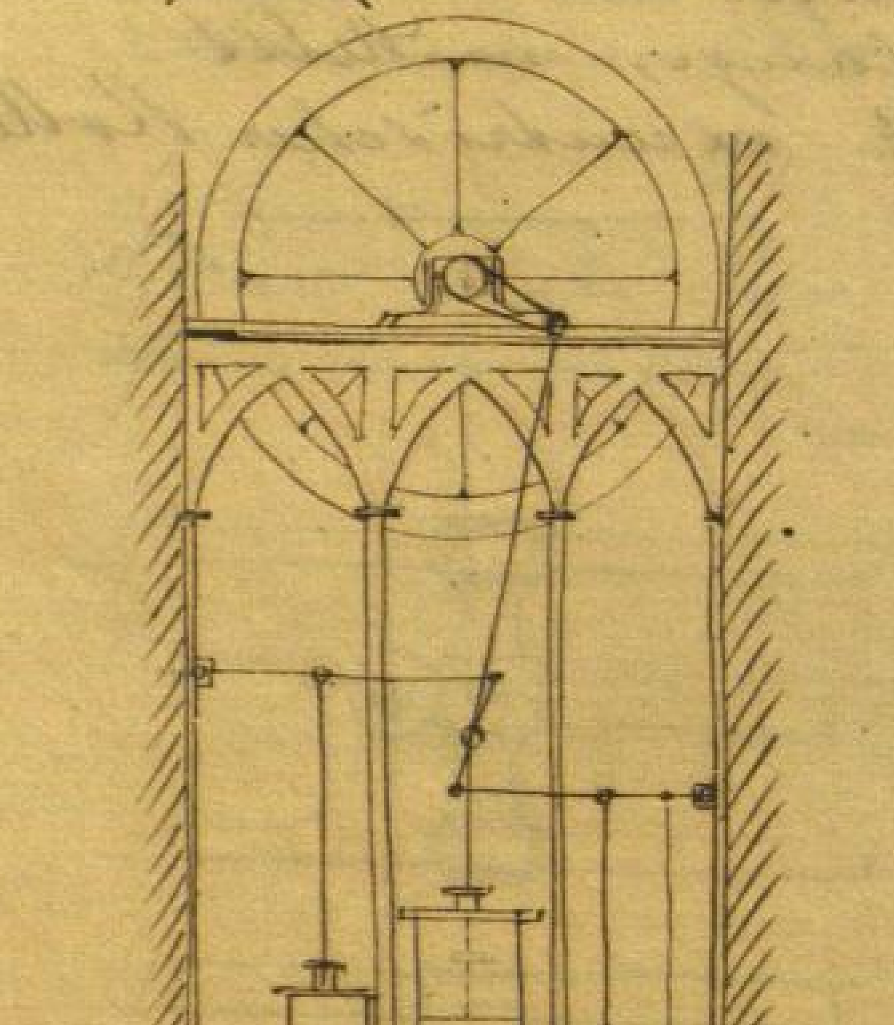


Bewegung einer Axe B von einem Tritt T aus ohne Curbel und ohne Schub-stange, mittelst ~~A.~~ excentrischer Rolle.



Z legt den doppelten Weg von R zurück.





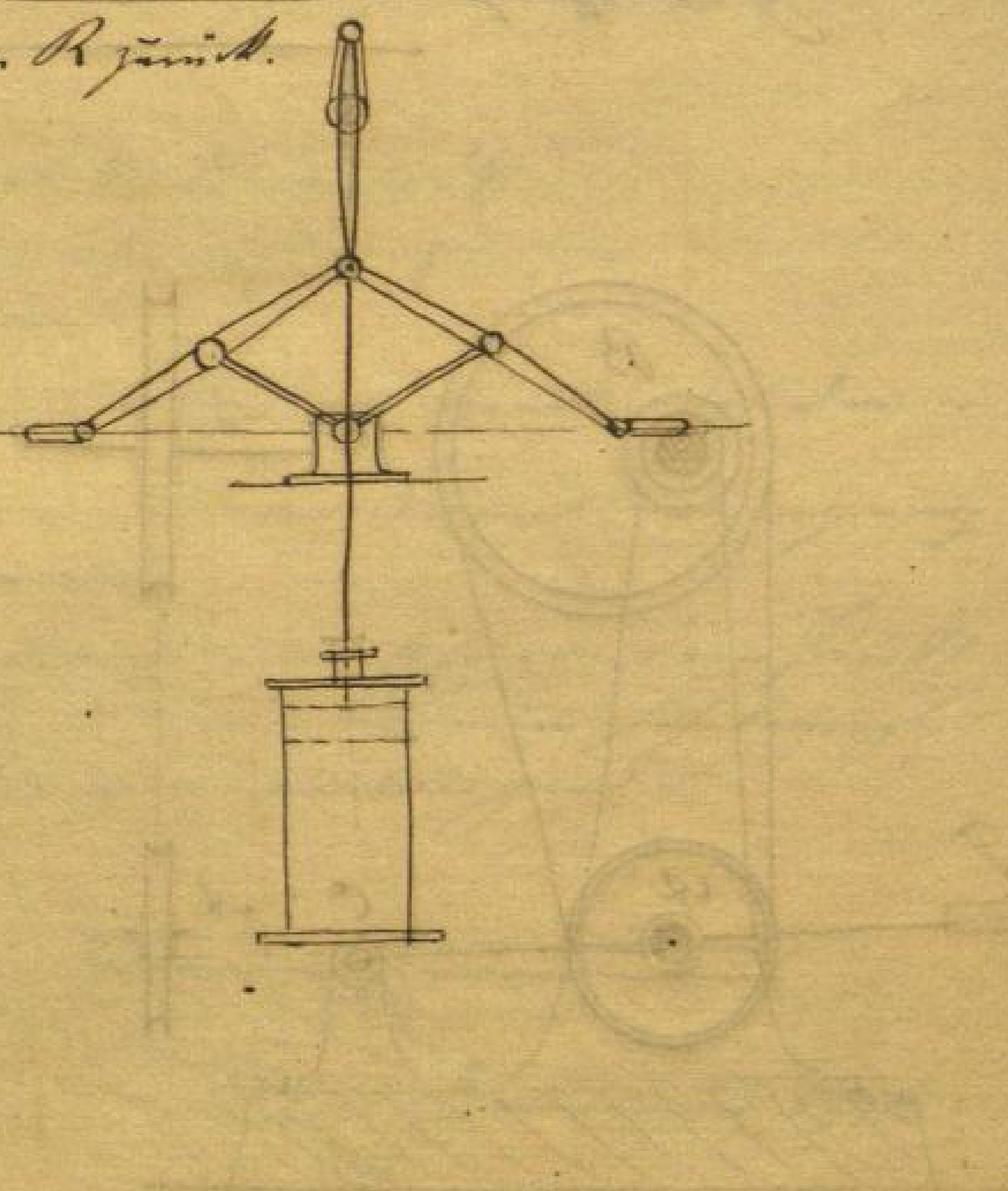
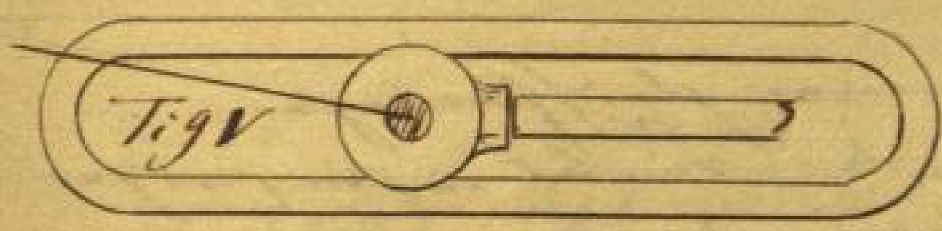


Fig V kann sowohl als Aufriß von Fig IV angesehen werden, kann auch als eine einfache Rollführung mit 1 Rolle, nur muß in diesem letzten Falle dafür gesorgt werden, daß die Stangen an der



Führung vorbei können, oder sich in deren befindlichen Öffnungen bewegen können.

Verticale Geradführungen für Kolbenstangen.

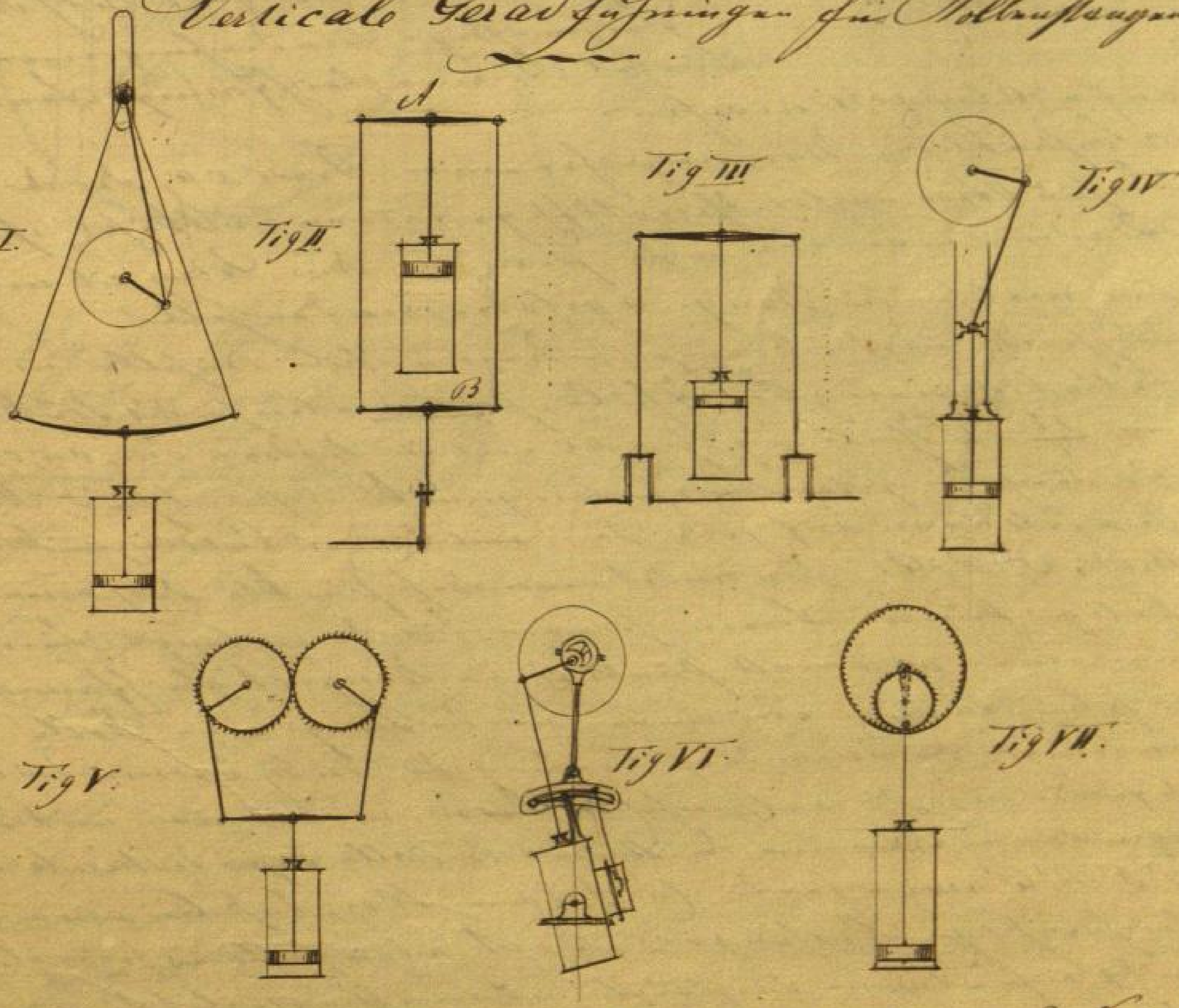
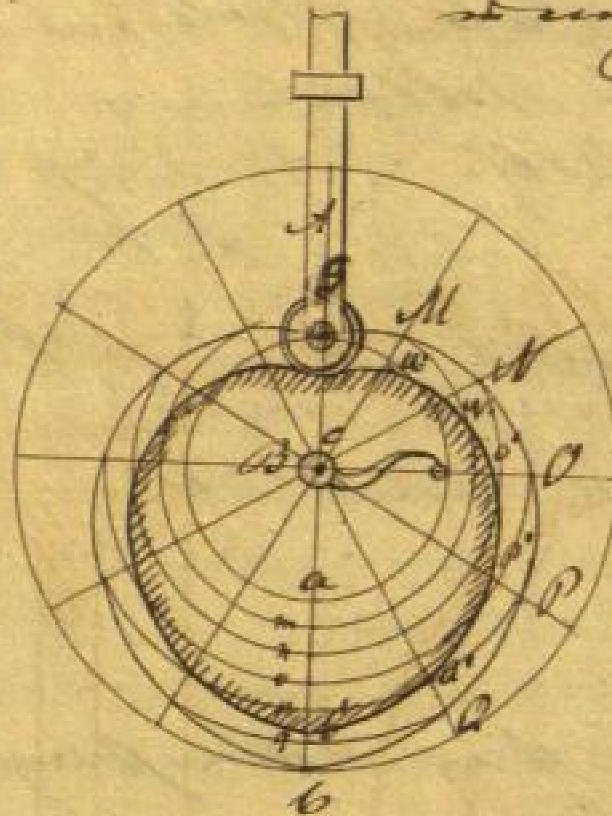


Fig I. Eine Anwendung der Führung No. IV od. V. auf der vorhergehenden Seite
Fig II. Eine Geradführung mit 2 Traversen A u. B.
Fig III. Eine " " mit Doppelcurbel u. 1 Traverse.
Fig IV Anwendung der Führung No. III auf der vorigen Seite
Fig V Geradführung mit 2 gl. Zahnräder
Fig VI Gerad " durch die Lenkstange des Kolbens selbst
Fig VII Geradführg mittelst eines, in einem doppelt so großen Zahnrad laufenden Binnenrades.

Verwandlung einer drehenden Bewegung in eine auf- u. abgehende.



Da bei einer gleichförmigen Drehung der Kurbel in den vorigen Anordnungen, die auf- u. hergehende Bewegung nicht gleichförmig ~~geschehen~~ kann, und man zu manchen Zwecken doch solche wünscht, so ist man auf folgende Construction gekommen: Es soll eine Stange A durch die gleichmäßige Umdrehung einer Kurbel B, eine gleichförmige Bewegung auf- u. abwärts machen:

Construktion: Man verzeichne einen Kreis ca, der der Construktion nach od. theoretisch genommen willkürlich ist, dessen Radius man aber in der Praxis = dem Weg ab macht, um welchen die Stange a gehoben werden soll.

Beschreibe mit cb einen Kreis u. theile denselben in beliebig viele gl. gleiche 12 Theile, sodann ebenso den Radius in $\frac{12}{2}$ = gleiche 6 Theile u. ziehe aus c mit den Radien cm, cn, co, cp u. cq, die durch die gefundenen Theilungspunkte bestimmt sind, Radien so erhält man auf jeder Seite von cb die 5 Curvenpunkte M, N, O, P u. Q. Verbindet man diese Punkte durch eine stetige krumme Linie, so wäre dies die verlangte Curve um einen mathemat. Punkt G der Stange A gleichförmig zu heben, da man aber in der Regel an die Stange eine Rolle anbringt, die dann durch Drehung die Reibung vermindert, so findet man die entsprechende Curve, wenn man mit der gefundenen eine um den Radius der Rolle equidistante Linie M'O'P'Q' verzeichnet. Es ist dann klar, daß bei einer gleichmäßigen Drehung von B, A ebenfalls in jeder gleichen Zeit gleiche Räume durchläuft. A muß natürlich durch Führungen in ihrer verticalen Stellung gehalten werden.

Bei dieser Anordg. geht die Stange, wenn sie ihren höchsten Punkt erreicht hat, durch ihr eigenes Gewicht wieder abwärts. Soll aber eine solche Stange horizontal hin u. her bewegt werden, so muß irgend eine Kraft zb. die einer Feder die Stange wieder zurückdrücken. Dies sehen wir bei der folgenden

Zahnexcentrik v. Reuleaux

Siehe: Civilingenieur IV Band. Heft I. 1858.

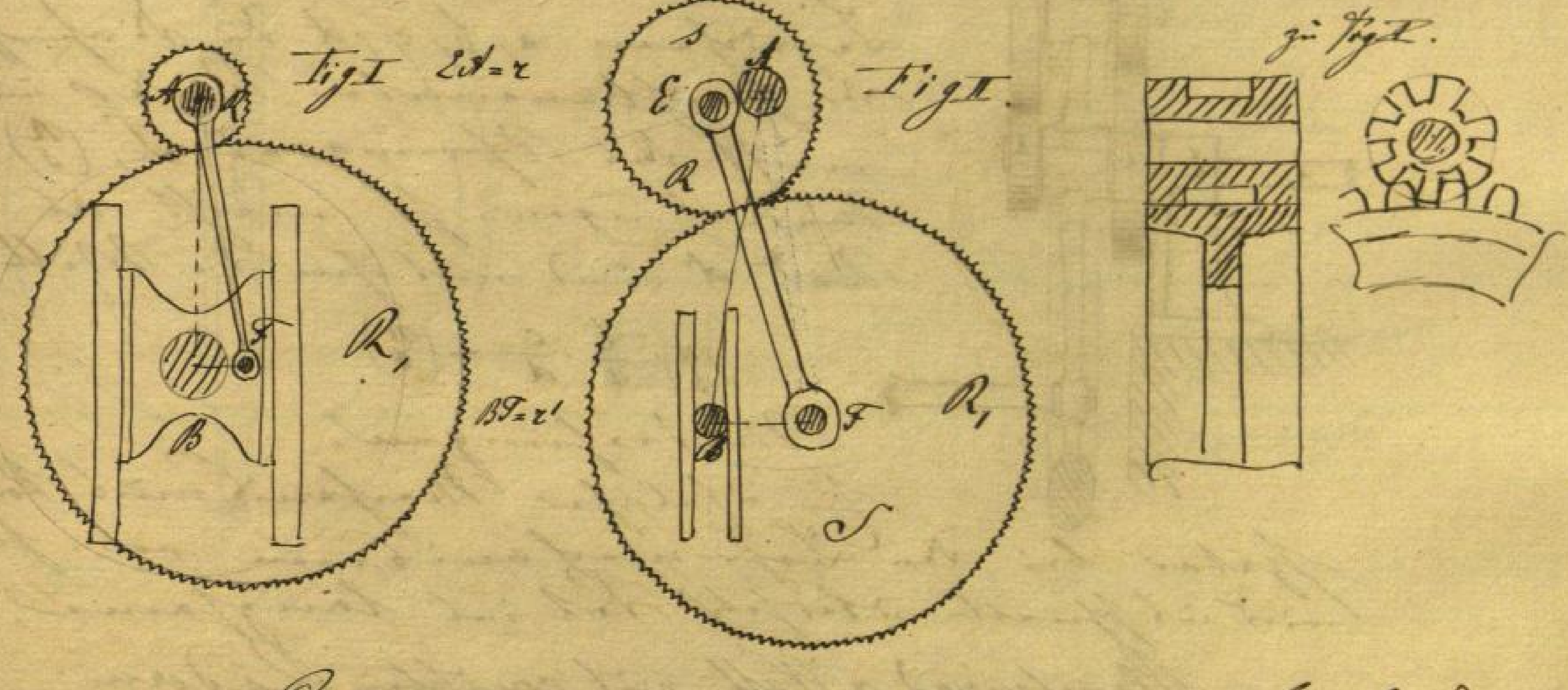
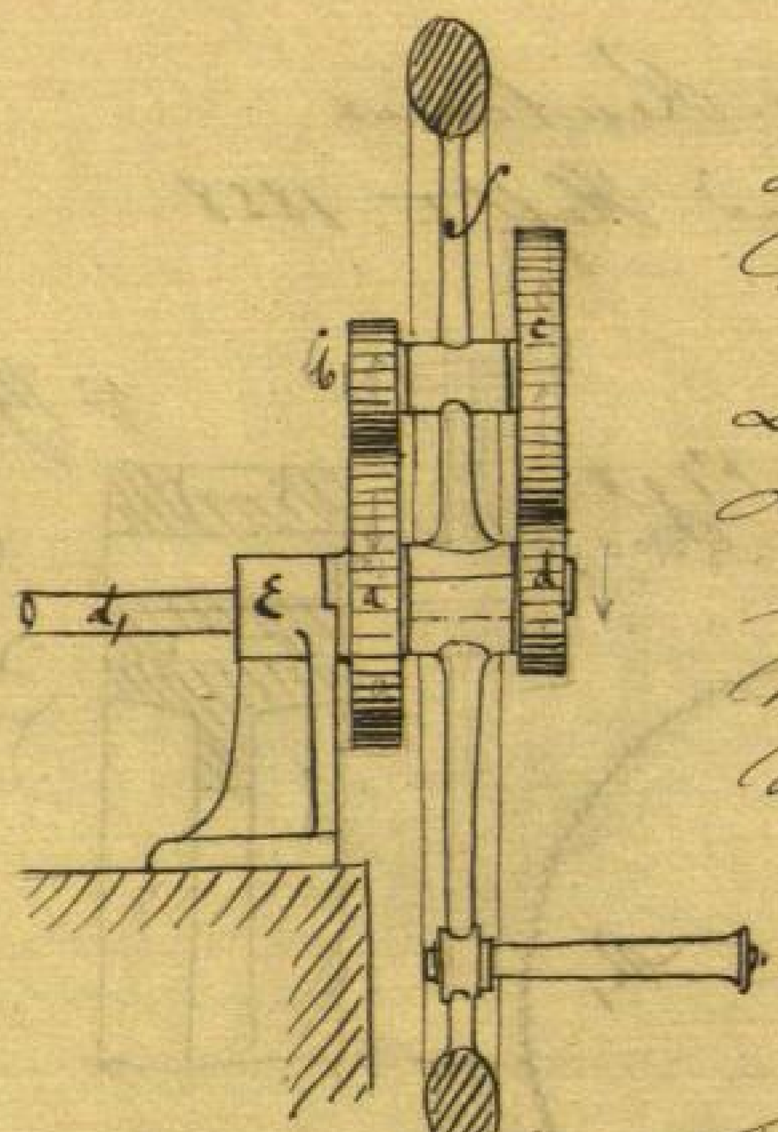


Fig II. Giebt zwei runde cylindrische sich drehende Scheiben excentrische Axen A und B, wovon die eine S nur um ihre Axe drehbar, die andere S aber ~~[illegible]~~ sich auf und abschieben kann, so wird bei der Drehung der ersten Scheibe, vorausgesetzt, daß die Umfänge nicht aufeinander gleiten, die Bewegung der Axe B eine auf und abgehende sein.

Wird EA = 0 so hat man das einfache Zahnexcenter Fig I. Die Bewegung der Axe B ist ganz die gleiche, welche dieselbe durch eine Curbel BF und eine Schubstange AF = R+R, erhalten würde. Die Räder würden dabei als Uebersetzung representirt.

Bei Fig II erhält B außer der Schubstangenbewegung (infolge) noch eine zweite Curbelbewegung von der Excentricität EA herrührend. Der Punkt B macht daher zweierlei größere und kleinere Auf und Abbewegungen ähnlich denen die Interferenz erscheinen müssen, bei denen 2 ungleiche Curbeln auf eine Traverse wirken.

Macht man EA = BF und R = R, und bringt beide Mittel E u F auf eine Seite so bewegt sich EF stets parallel und man hat das Zahnexcenter Fig 2 Siehe 4 Seiten weiter.



Direkte Vergrößerung der Umdrehungszahl einer Handkurbel

Bezeichnen a, b, c, d die Durchmesser der gleichbenannten Räder und macht das Schwungrad S, $\left(\frac{n}{s}\right)$ Umdrehungen, so macht das Rad d und mit ihm die Welle d_1

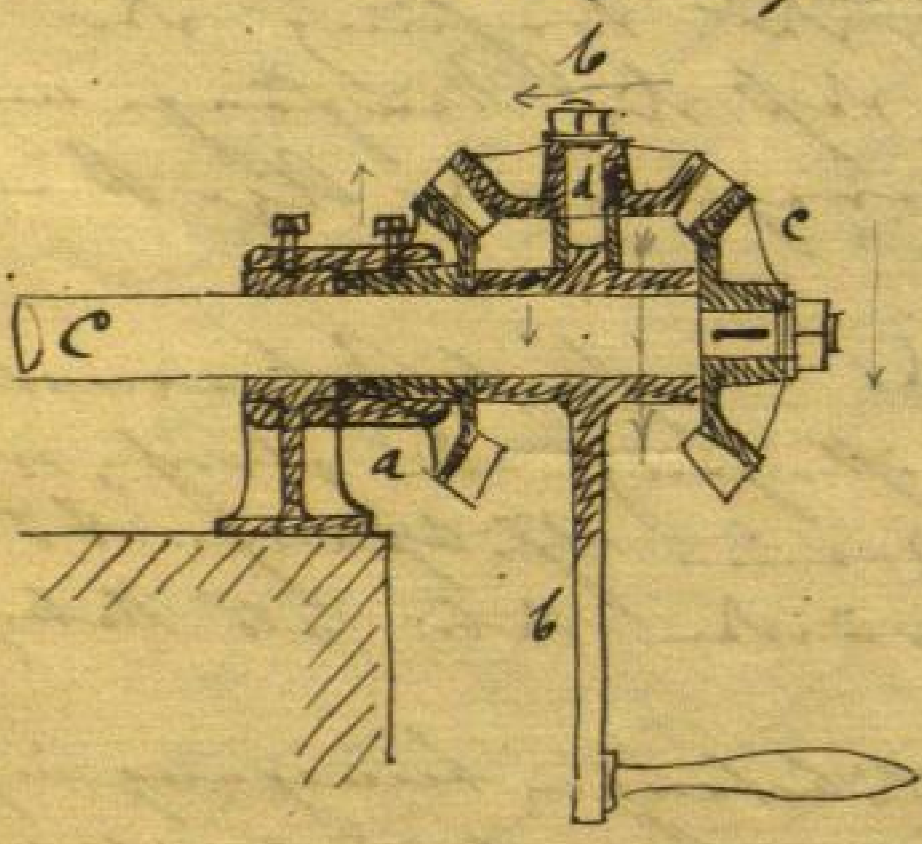
$$\left(\frac{n}{s}\right)\frac{a\cancel{b}}{b\cancel{a}}\cdot\frac{c}{d}-\left(\frac{n}{s}\right)$$

Umdrehungen.

Ein ähnlicher Mechanismus kommt später bei den Bohrmechanismen vor. Hier wird ins schnelle übersetzt dort ins langsame.

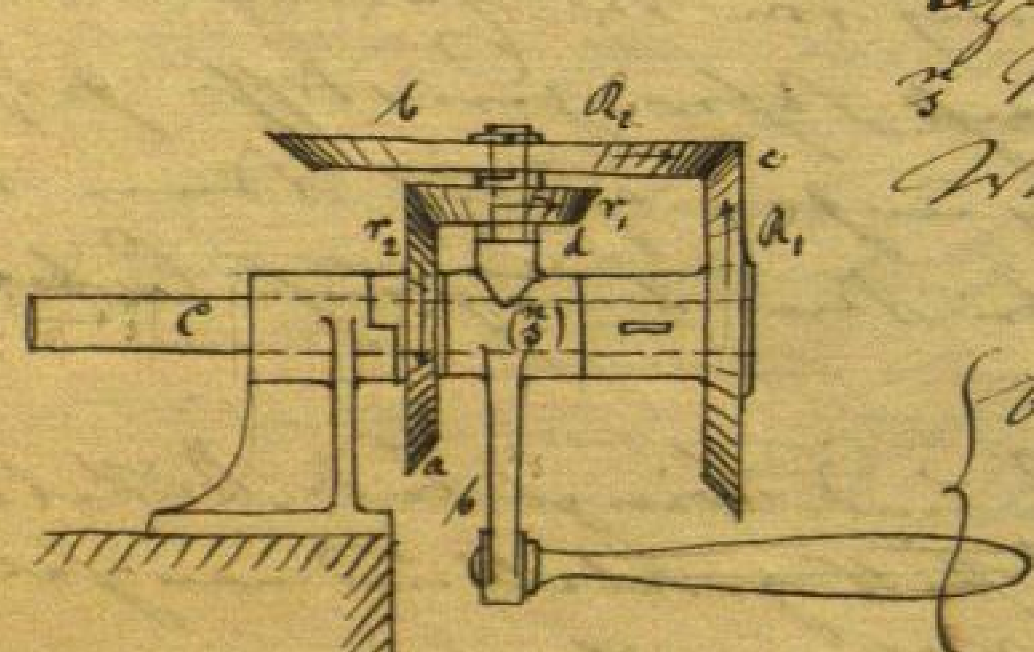
Planetenrad u. Welle mit conischen Rädern

Verdopplung einer rotir: Bewegung.



Rad a fest am Lager. b mit d dreht sich n mal herum, während c (fest mit C) sich 2n mal herumdreht.

Vervielfachung einer rotirenden Bewegung.



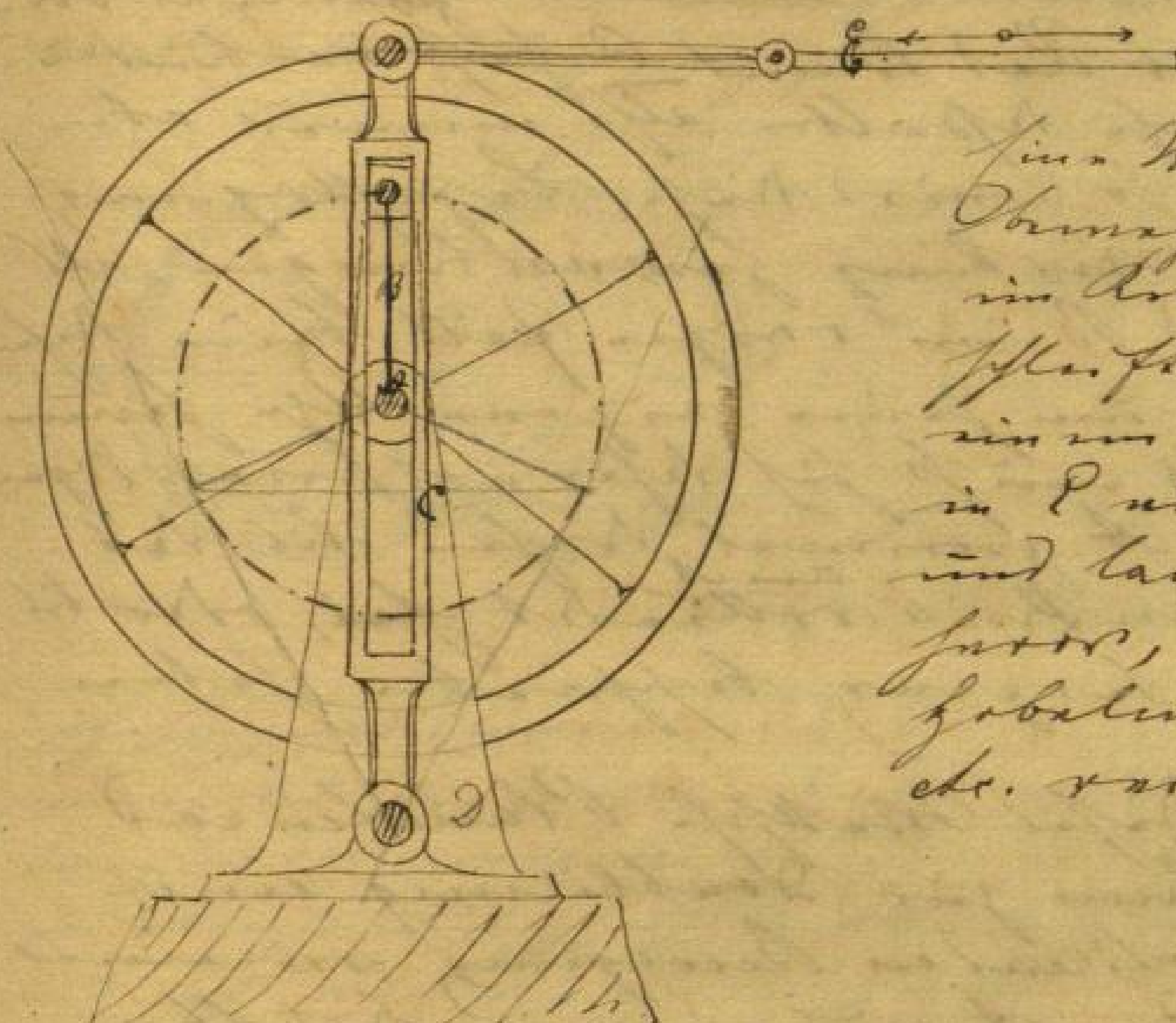
Macht die Curbel mit der Axe worauf die Räder d u. b laufen $\frac{n}{s}$ Umdrehungen, so macht die Welle C

$$\left(\frac{n}{s}\right)\cdot\frac{r_2}{r_1}\cdot\frac{R_2}{R_1}+\left(\frac{n}{s}\right)$$ Umdrehungen

bei Stirnräder Versetzung setzen wir oben

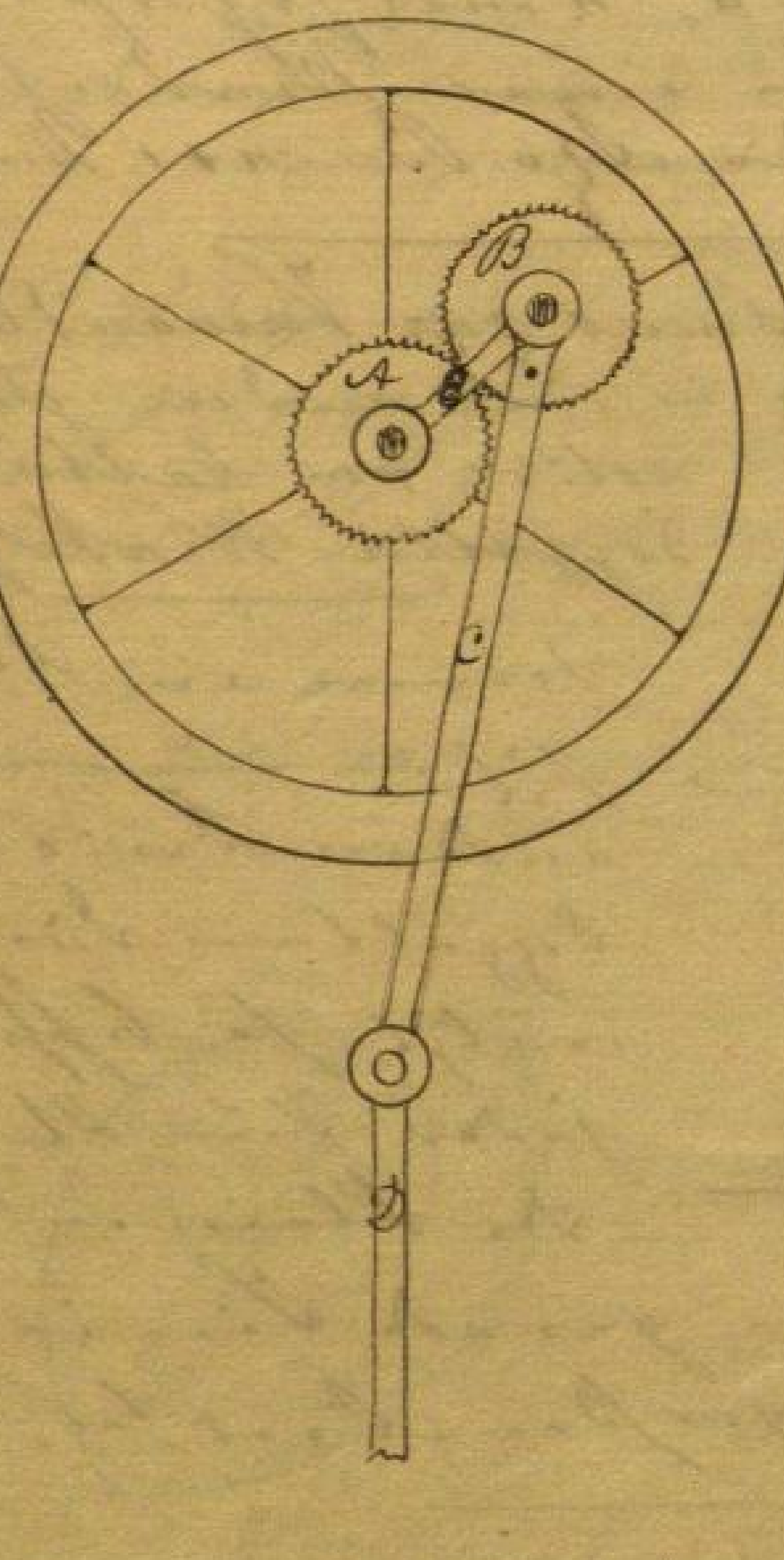
$$\left(\frac{n}{s}\right)\frac{r_2}{r_1}\cdot\frac{R_2}{R_1}-\left(\frac{n}{s}\right).$$

Verwandlg einer gleichförmig rot. Bewog. in eine ungleichförmig hin & her gehende.

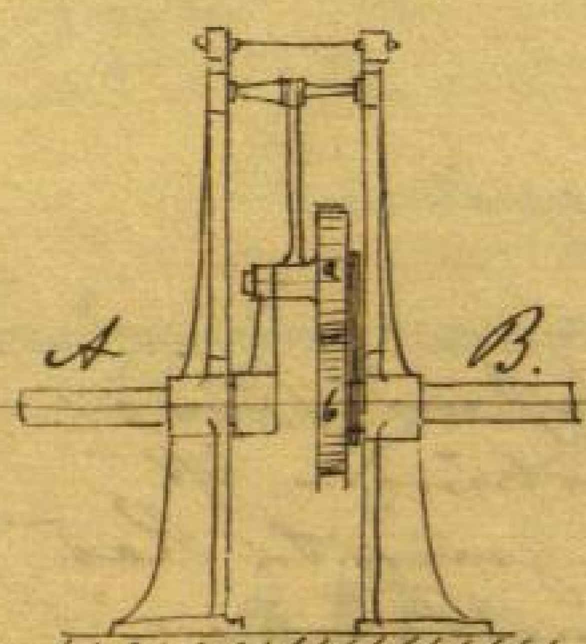


Eine Welle A und Curbel B bewegen sich gleichförmig im Kreis. Der Curbelzapfen steckt beim drehen in einem Schlitz C und bringt in E eine schnelle hin und langsame Herbewegung hervor, wie es zB. bei Hobelmaschinen, Stoßmasch. etc. verlangt wird.

Planetenrad von Watt.



Ein Rad das fest mit seiner Welle verbunden ist bewegt ein zweites Rad B das fest mit einer Schubstange B verbunden und sich um seine Axe nicht drehen kann. Die Axe muss sich zwei mal drehen (vorausgesetzt dass A u B gleich gross sind.) bis D einen hin und hergang vollendet hat. Denn denkt man sich B zuerst mit E festverbunden so wird ein Bewegung entstehen, als ob die Räder AB nicht da wären und nur eine Curbel von der Länge AB wirkte, das Rad AB wird sich aber bei einer Umdrehung von A gerade ein mal um sich selbst bewegt haben, denn jeder Zahn desselben war einmal ~~oben~~ unten und zweimal oben. Da nun aber das Rad B mit C fest verbunden ist, der obere Zahn desselben also immer oben bleiben muss, so wird diese [illegible] an C dieselbe Wirkung hervorbringen, als ob wenn das Rad B im vorigen Fall beim Drehen um A, einmal um seine eigene Axe herumgedreht hätte. Es muss sich daher nothwendiger Weise das Rad A zweimal drehen bis das Rad B einen Umkreis um A vollendet ~~hat~~, oder bis D einen hin und hergang beschrieben haben wird.

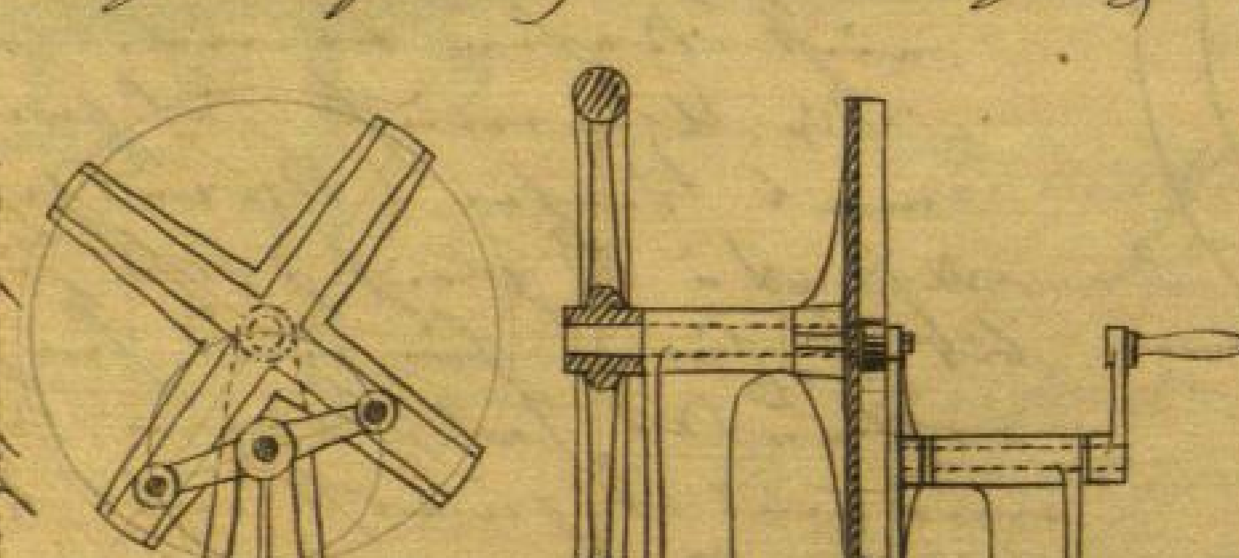


Dieses Watt'sche Planetenrad kann zur Doublirung einer rotirenden Bewegung von einer Axe A auf eine, in derselben Linie liegende, B angewendet werden.
Ist das Rad a, n mal so gross als b so macht bei einer Umdrehung von A, die Axe B n+1 Umdrehungen.

Mechanismus zur Verwandlung einer gleichförmig rot: Bewegung in eine andere gleichf. rotir: von halber oder doppelter Winkelgeschw.

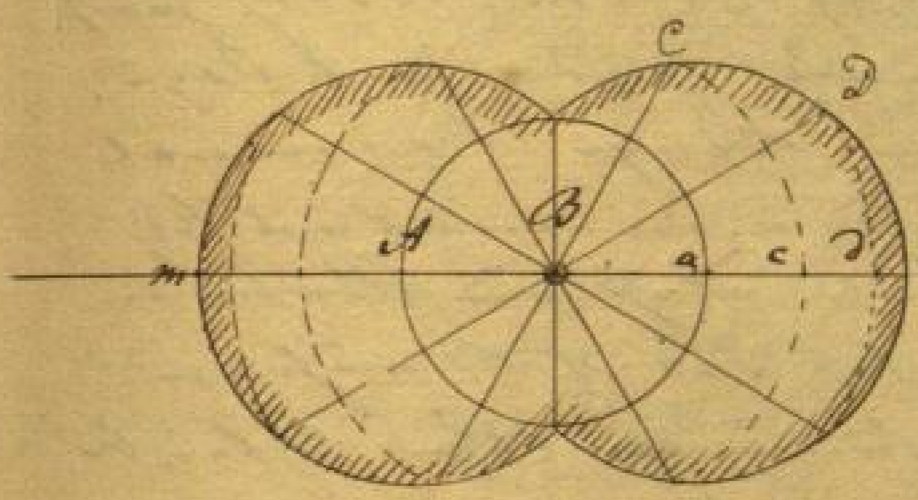
Dieselbe Maschine lässt sich natürlich auch mit 3, 4, 5 etc Kurbelzapfen und ebensoviel Kreuzarmen sich durchschneidenden Schlitze ausführen. Führt man die Umwandlung der Zapfen & Schlitze weiter so erhält man ein Zahngetriebe mit runden Zähnen und radial gerade geschnittenen ~~Schlitze~~ Zähnen.

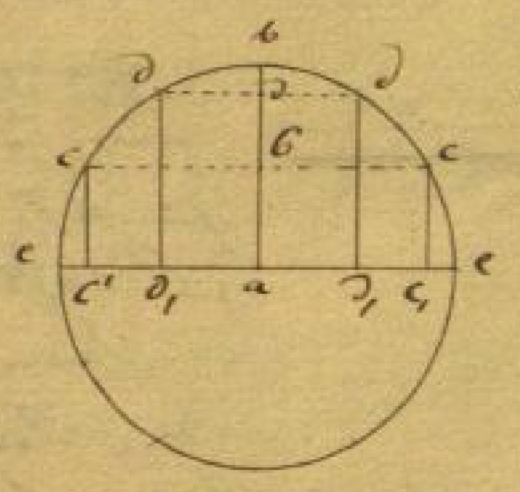
[illegible]



Wenn ein Kreis sich in einem andern Kreis von doppeltem Durchm. wälzt so beschreibt jeder Punkt des kleinen Kreises in dem grossen Kreis eine gerade Linie gleich dem Durchmesser des grossen Kreises.

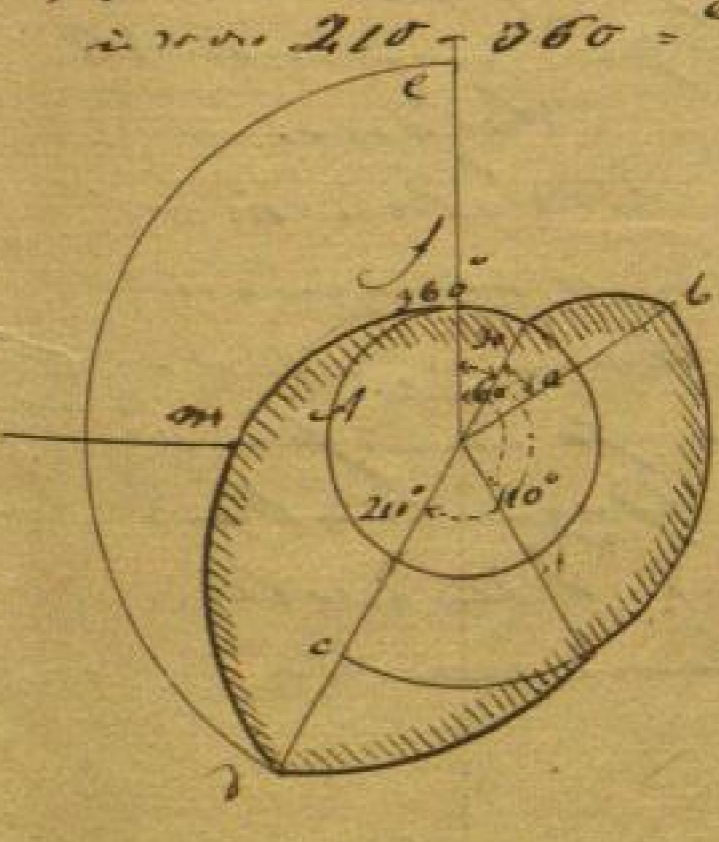
fallen werden. Es ist jetzt verlangt, daß die gleichförmige Umdrehung einer Welle, ein Punkt m eine Sinusbewegung machen soll. – Hiezu verzeichnen wir einen Kreis mit





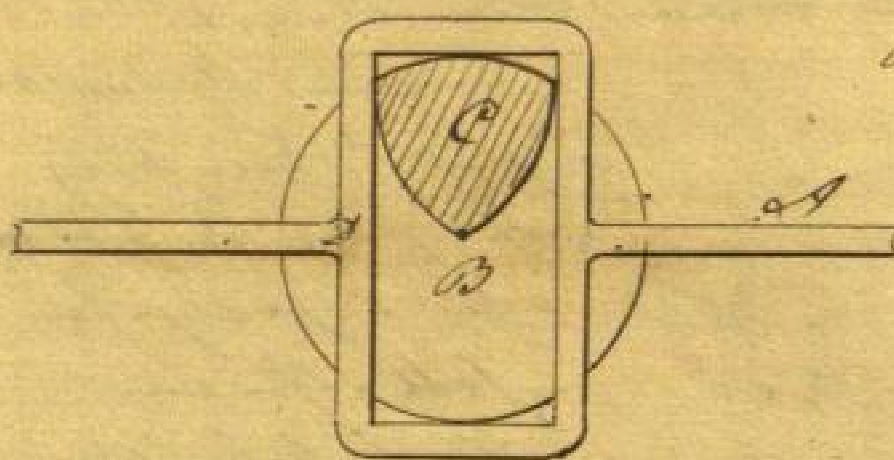
einem Radius ab gleich dem Weg durch den der Punkt m hin u. her gehen soll, theilen ihn in beliebig viel z.B. 12 gleiche Theile e, c, d, b etc. ziehen die dazugehörigen Sinuse cc_1, dd_1, ba, etc. und tragen sich von a um einen beliebig großen Kreis auf die Linie m b, ziehen dann c, d concentrische Kreise. Theilen den Kreis A in ebenso viel gleiche Theile, als der Hilfskreis Theile hat, und ziehen durch die Theilungspunkte Radien, wo diese Radien ihre entsprechenden Kreise treffen, da sind Punkte der verlangten Curve, verbindet man diese nun durch eine stetig krumme Linie, so ist klar, daß man begreift, wird der Punkt m eine Bewegung macht, die in gleichen Zeiten so viel sich ändert, als der Sinus der entsprechenden zu gleichen Bögen, oder mit andern Worten, die nach dem Gesetze der Sinuse sich ändert.

Auf diese Weise kann man einem Punkt m eine Bewegung mittheilen, die nach irgend einem Gesetze sich ändert. Ist jetzt verlangt, daß während der Kreis A sich von 0–30° dreht, der Punkt m ruhig stehen soll. von 30–60° eine Bewegung = ab a ⟶ b nach der Richtung des Pfeils, von 60–120° wieder ruhig, von 120–210 = c ⟶ d und von 210–360 = e $\xleftarrow{\text{zurück}}$ f machen soll, so hat man folgende Construction.



A ein beliebiger Kreis. An den entsprechenden Winkeln werden die Größen ab, cd u. ef auf die Radien abgetragen und so diese Punkte nach der Linie verbinden, die wieder durch ein gewisses Gesetz bestimmt werden können.

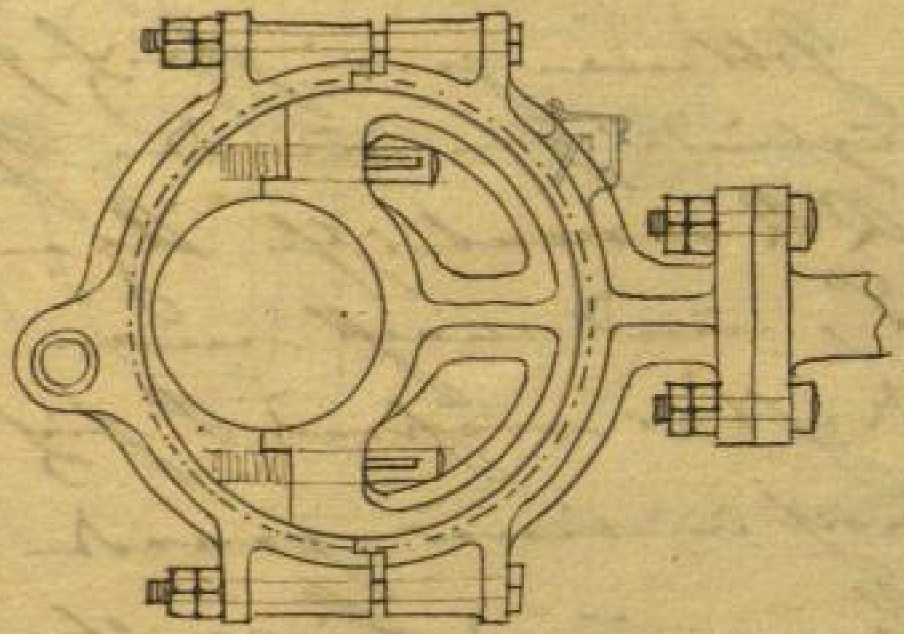
Eine andere Art von Uebersetzung der drehenden Bewegung in eine discontinuirlich hin u hergehende ist das sogenannte Dreiecksherz, von Wolf zuerst angewendet. Es dient dazu um eine Stange A einmal zu schieben u einmal ruhig zu lassen. D ist ein Rahmen in dem sich das Δ C während der Drehung ~~von~~ der Scheibe B, auf der Langschraubtisch, bewegt.



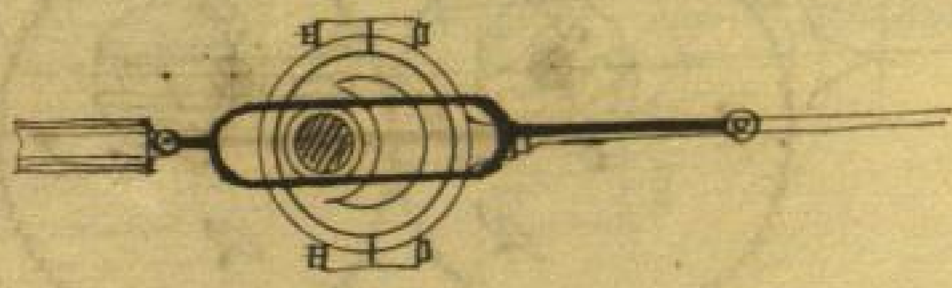
Zu diesen Bewegungsübertragmechanismen gehört nun auch die Excentrische Scheibe.
Geometrisch betrachtet ist die Excentrische Scheibe eine Kurbel, deren Zapfen grösser ist, als die die Länge der Kurbel.
Wo man aber nur irgend wie eine Kurbel anwenden kann, so soll man es thun, denn erstens ist die Constr. einer Kurbel einfacher sodann verursacht die letztere nicht so viel Reibung. Mit Vortheil wendet man die Excentrische Scheibe dann an, wo man in der Mitte einer Transmissionswelle, die eine bedeutende Kraft zu übertragen hat, ein Theil derselben ableiten will. Soll aber am Ende einer solchen Welle Kraft abgegeben werden, so wendet man immer lieber eine Kurbel an.

Wenn ~~an~~ eine Drehende Bewegung ~~art~~ in eine hin u hergehende Bewegung verwandelt werden soll, so kann man einen Balancier anwenden. Da aber jeder Punkt des Balanciers eine drehende hin u hergehende Bewegung, also einen Bogen durchläuft, die Kolbenstangen, aber geradlinig sich bewegen müssen, so müssen diese letztern durch welche dem Gegenlenker geradlinig sich bewegen machen. Wir wollen hier einige der häufigst vorkommenden Constructionen vornehmen.

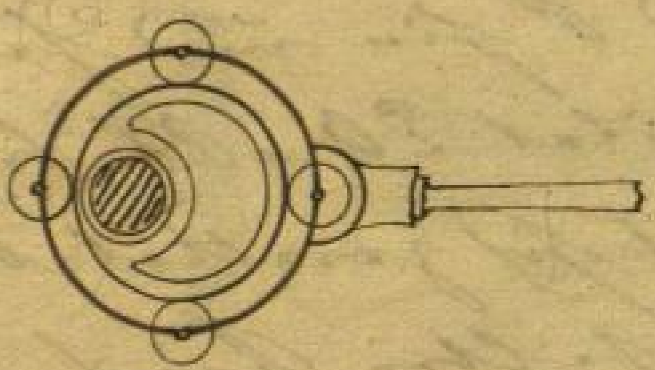
Excentric Bewegungen.



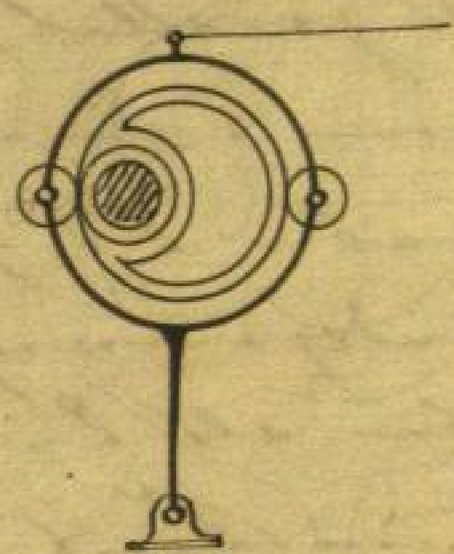
Bewegung rückwärts



Frictionsrollen Excentricum

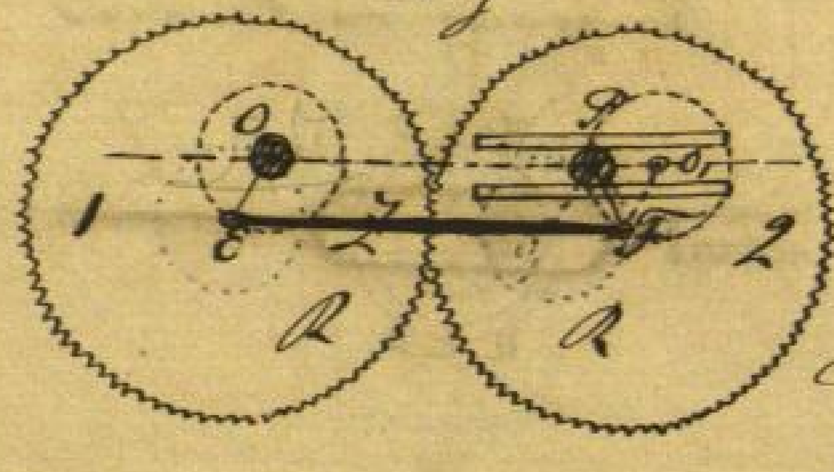


Excenter Schwinge



Zahnexcenter Fig II folgender Art.

Fig a



Gibt man zwei gleich großen cylindrischen runden Scheiben R R excentrische Axen O und P, und macht man O nur drehbar während P sich auch noch in einer geraden Linie hin und her bewegen kann, und verbindet man die beiden Rädermittel E und F durch eine Schubstange Z so bleibt bei drehen des ersten Rades die Schubstange Z stets parallel, während P hin und hergeht um 4 e, wenn e die excentricitaet EO = PF bedeutet. Wenn aber E F stets mit sich parallel bleibt, so muß nothwendigerweise F denselben Kreis im Raume beschreiben als E. Es gibt einen Punkt O_1 um den F stets im Kreis herum schwingt. Legt man in diesen Punkt ein Axenmittel und verbindet diese durch eine Curbel $O_1 F$ mit F, so dreht sich diese Axe O_1 nach derselben Richtung und nach demselben Gesetz um, wie O. Es ist dieser Mechanismus folglich eine Kupplung zweier Axen O und O_1, welche sich nach gleicher Richtung bewegen sollen.

Fig b

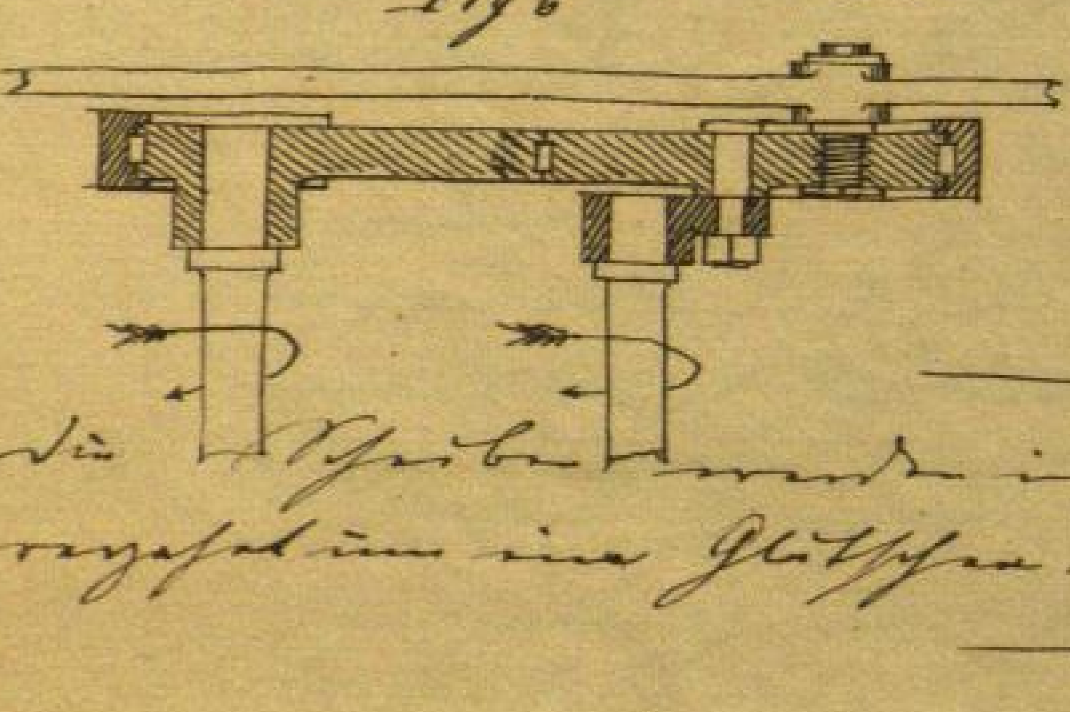
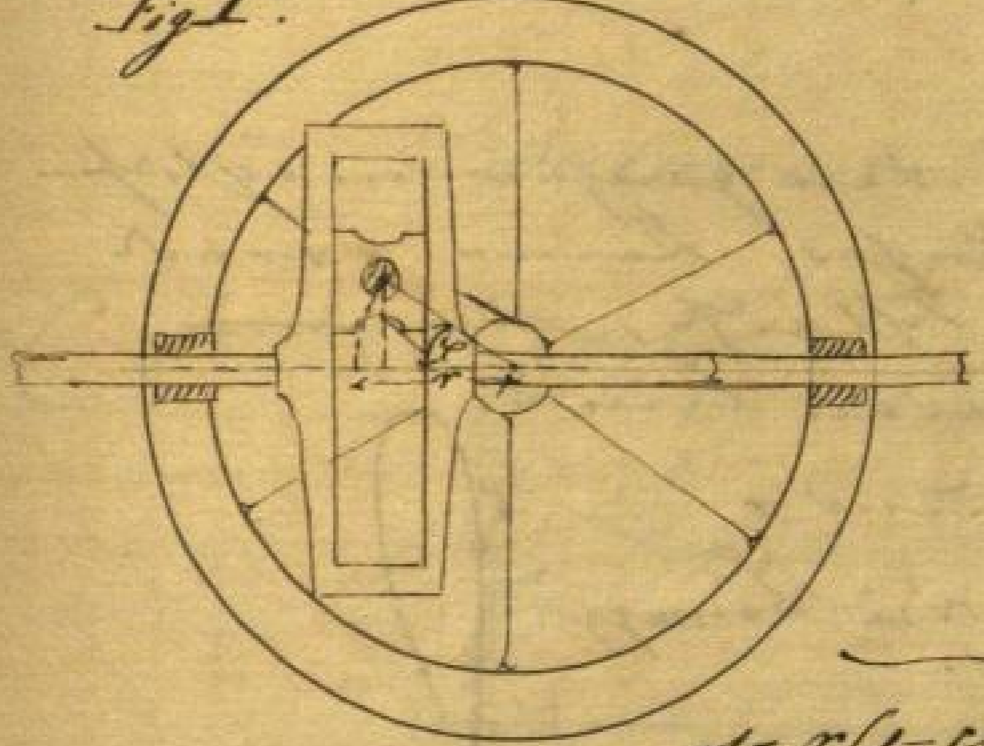


Fig b stellt einen horizontal Durchschnitt einer solchen construction ausgeführter Kupplung dar.

Die Scheiben werden in der Mitte oder zu beiden Seiten verzahnt um ein Gleiten derselben zu verhüten.

Curbelbewegung mit Schleife.

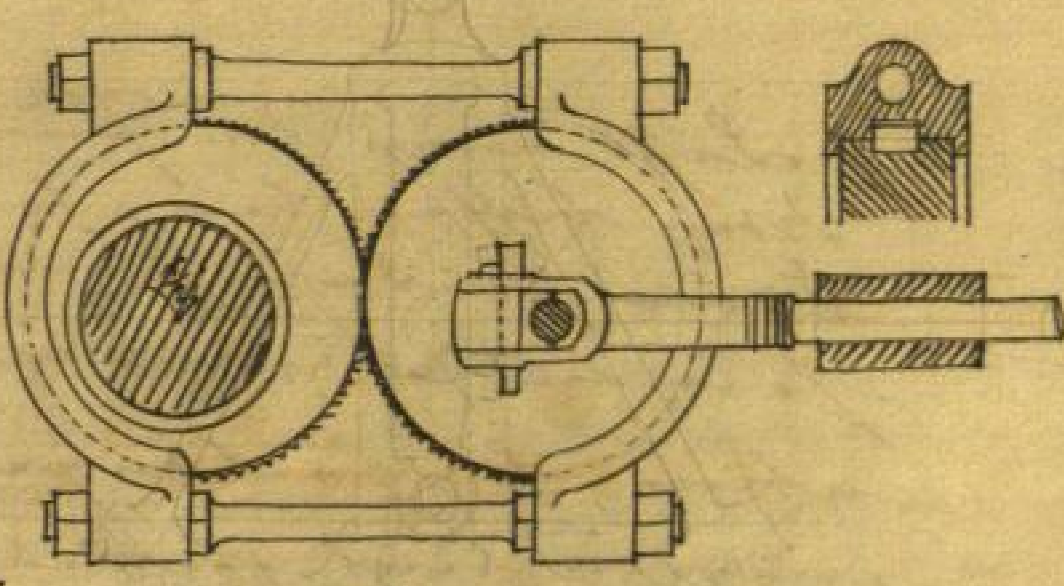
Fig. I.



$s = r(1 - \cos\varphi)$

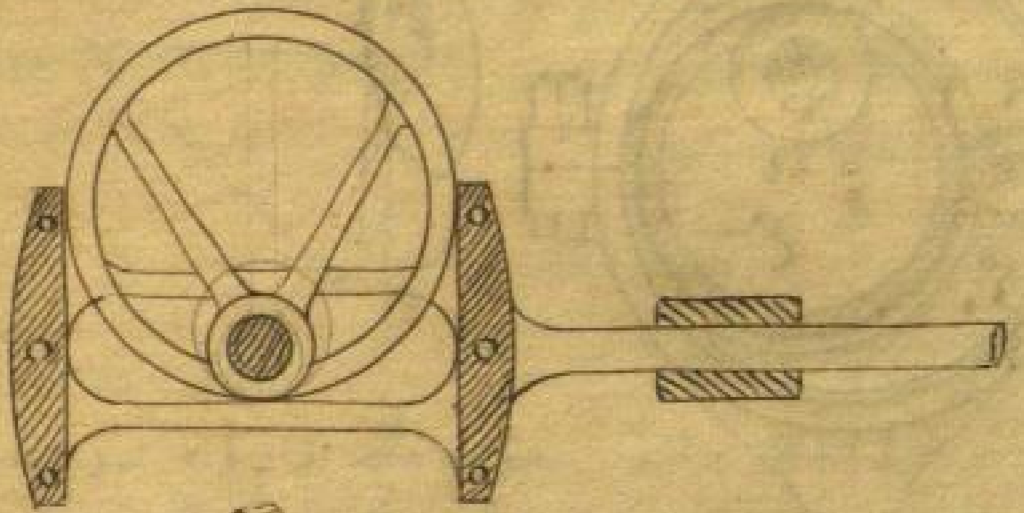
Fig. II

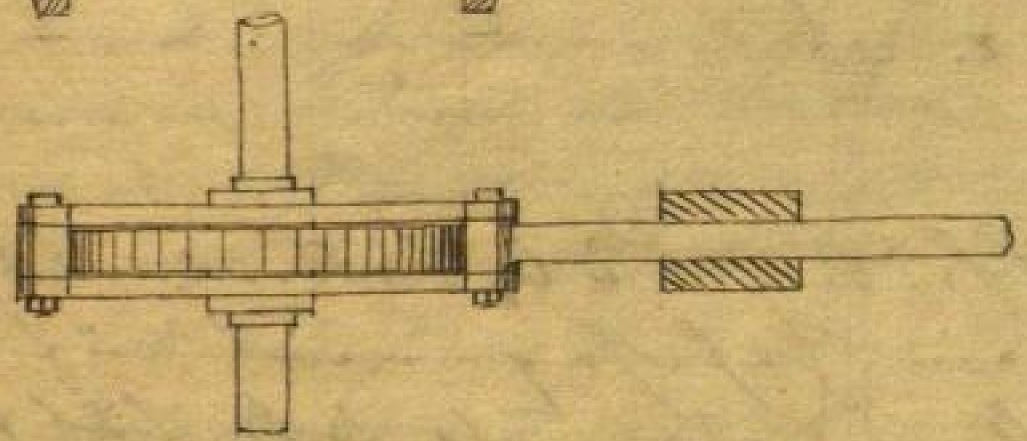
Symetrisches Zahnexcentrik



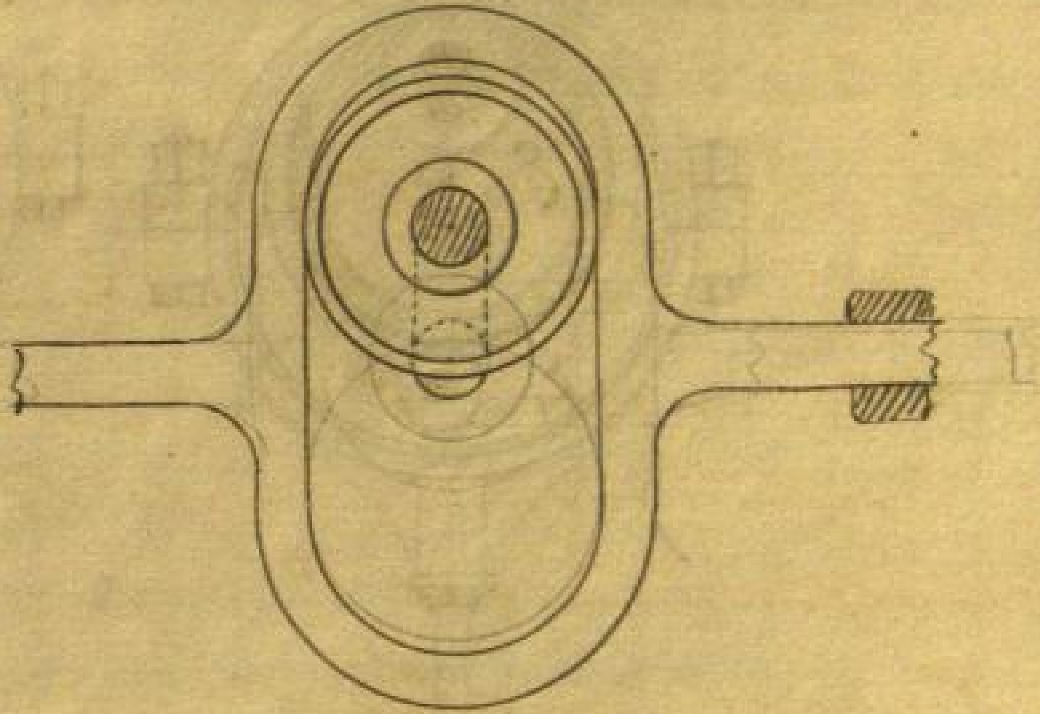
von Reuleaux.
Hub veränderlich durch Verstellg. der Excentricit.

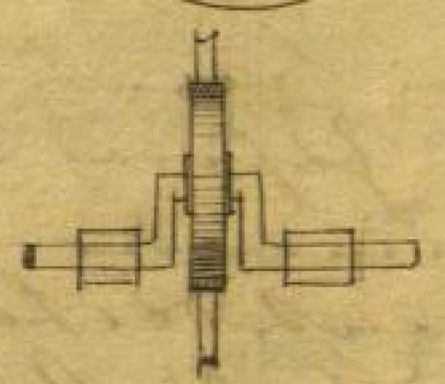
Curbel Bewegung von Mitte einer Welle aus.



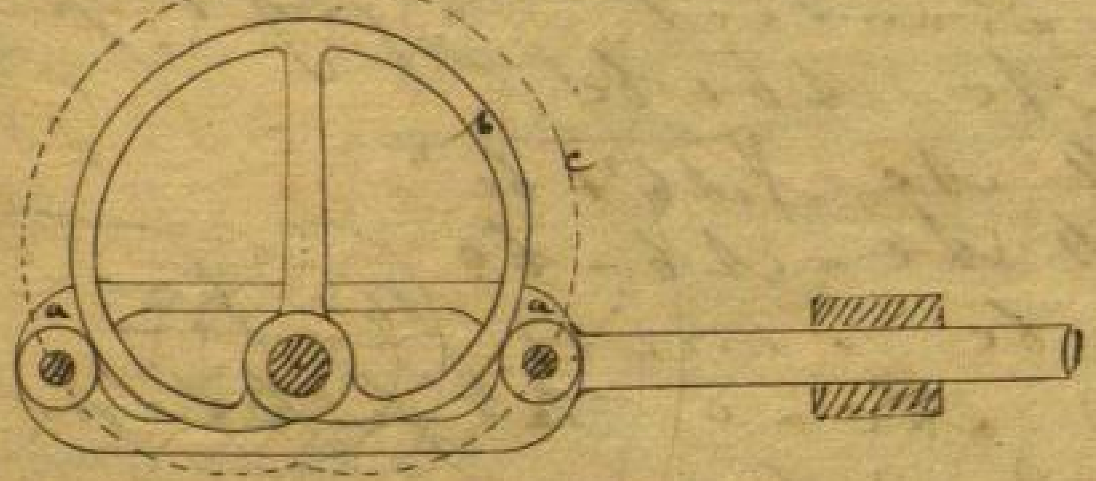


Curbelbewegung durch gekröpfte Welle und Rolle.

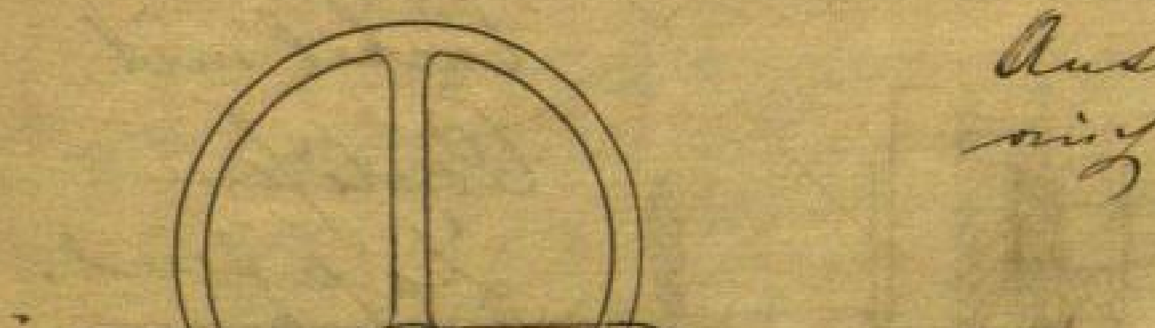




Curbelbewegung durch Herzform.



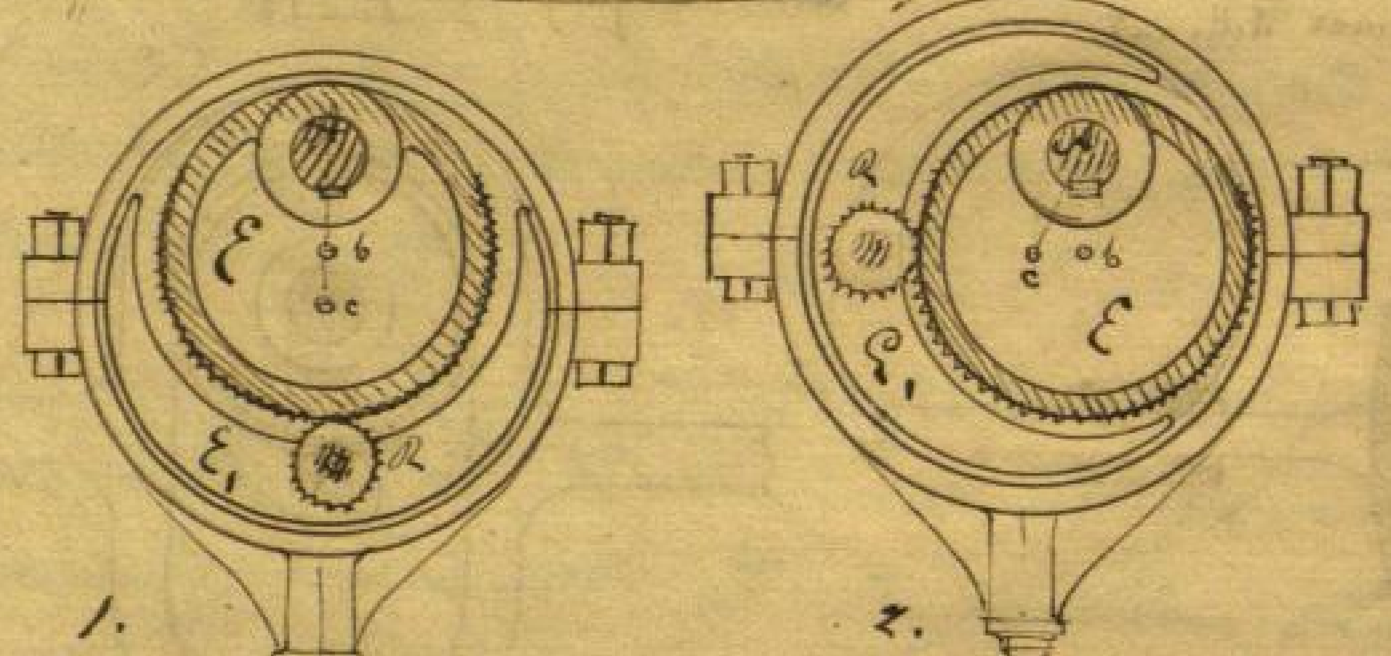
Die Curve b ist so construirt daß die beiden Rollen a a fortwährend dieselbe berühren. Die Durchmesser der Curve die durch den Mittelpunkt der Axe gehen sind daher alle gleich groß.



Anstatt der Herzcurve kann auch ein Kreis genommen werden. Die Rollen berühren ~~dieselbe~~ nur dann zusammen ~~den~~ den Excentricum ~~den~~ wenn derselbe horizontal steht. Die Bewegung der Stange A, wird daher doch ein ~~unter~~ stoßweise sein oder unterbrochen.

Läßt man den Punkt b den ganzen möglichen Weg beschreiben, so ist dieser keine gerade Linie sondern eine Schleife, die um so weniger von der geraden Linie abweicht, je länger a und r werden und je kleiner die Bewegung b'b'' ist.

Hubveränderungen

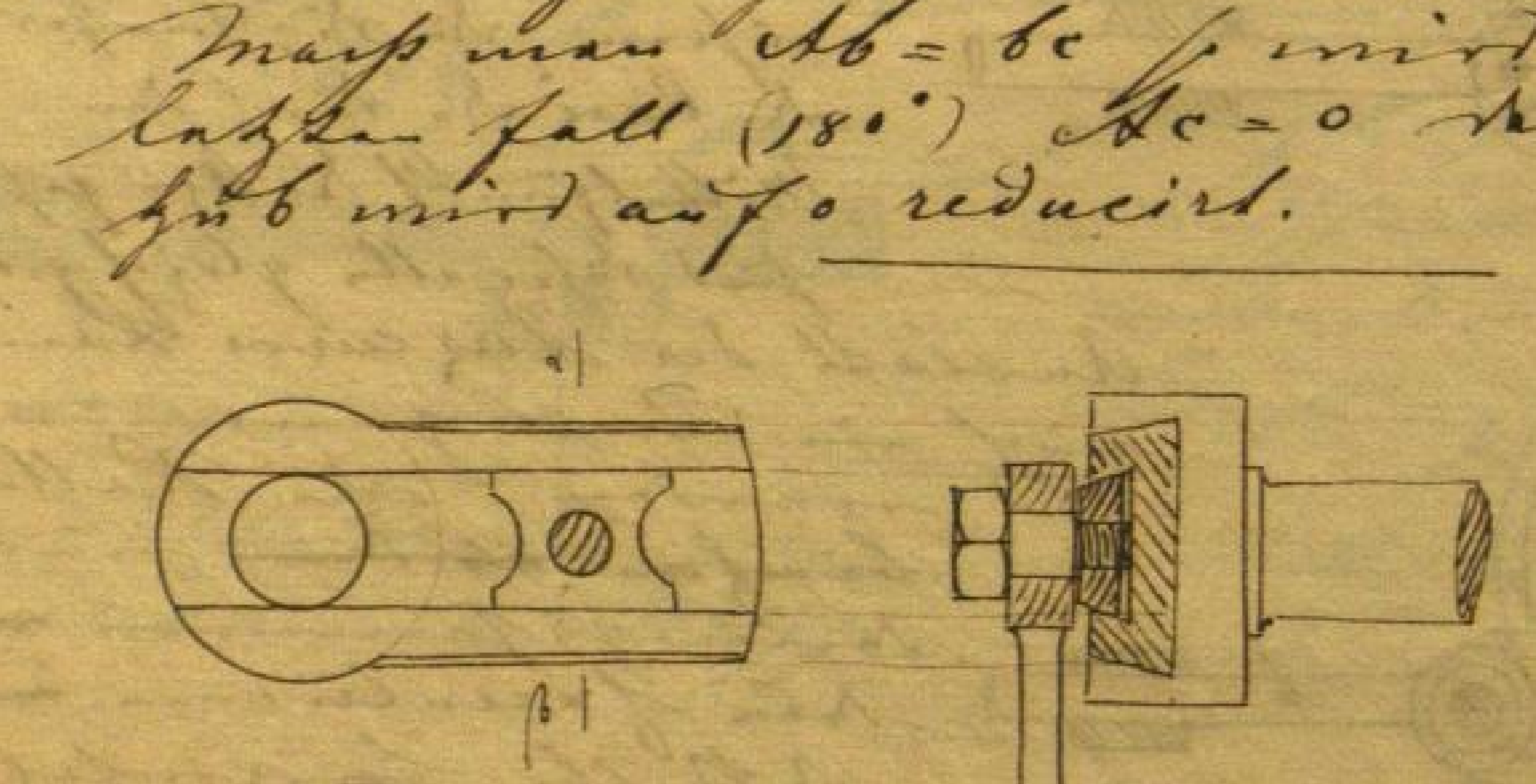


Zwei excentrische Scheiben E u. E_1 können durch ein Zahnrad R und ein Zahnsegment auf E in einander gedreht werden, so daß sich die Excentricität des Excentricums E_1 in Bezug auf die Axe A verändert. In Fig 1 ist die Excentricität $= Ac = Ab + bc$

Um 90° gedreht ist $Ac = \sqrt{Ab^2 + bc^2}$

Um 180° gedreht ist $Ac = Ab - bc$

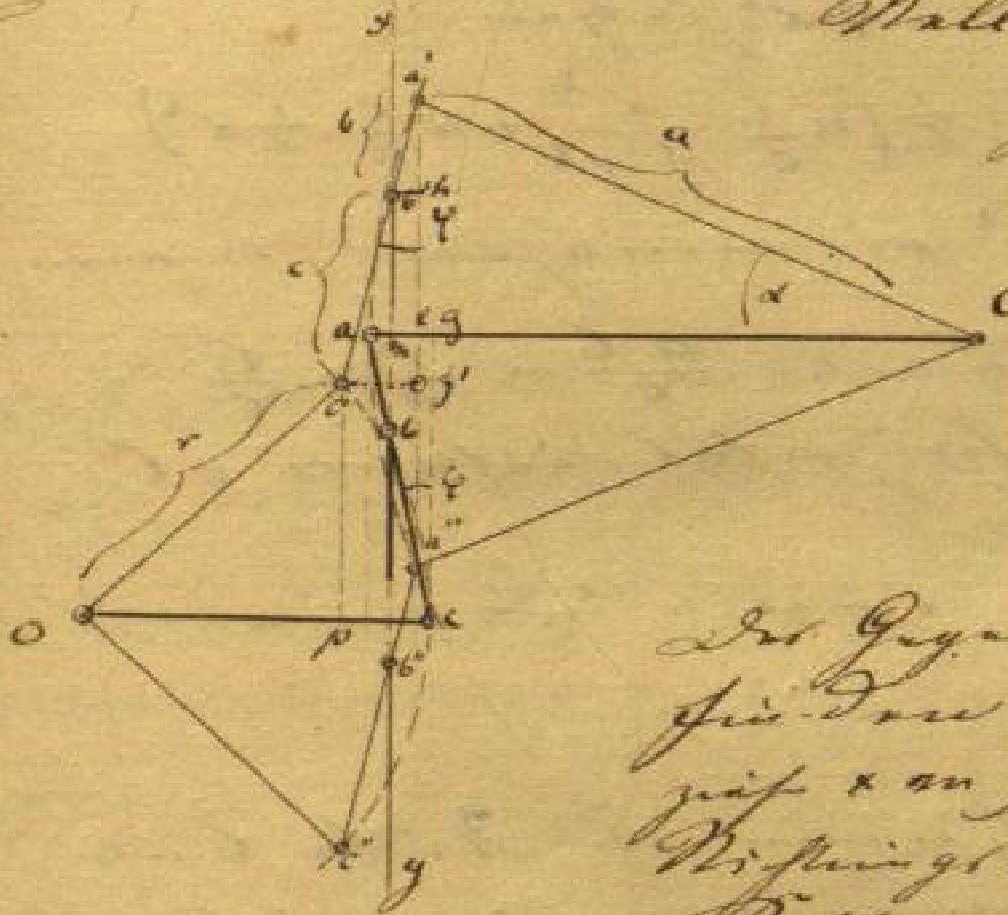
Macht man $Ab = bc$ so wird für den letzten Fall (180°) $Ac = 0$ das heißt der Hub wird auf 0 reducirt.



Curbel mit Coulissen Zapfen.

Balancier mit Gegenlenker.

Es seien aC, a'C, u. a''C die 2 höchsten u. die mittlere Stellung des Balanciers.



Ist nun die Länge a des Balanciers u. b u. c die Länge der Verbindungsstücke gegeben, so kann man auf folgende Weise r, die Länge des Gegenlenkers durch Construction finden. Man halbirt ae u. m zieht x m y, so ist diese Linie die Richtungslinie od. Mittellinie der Kolbenstange; Nun verzeichne man zu den 3 Stellungen des Balanciers die 3 Stellungen der Verbindungsstücke, so daß aber b b' b'' in x y zu liegen kommen. Durch den Mittelpunkt o des Kreises der durch die 3 Punkte c c' c'' geht, so ist $oc = oc' = oc'' = r$ die Länge des Gegenlenkers. Verzeichnet man die Linien die der Punkt b. macht bei ~~einer~~ den Stellungen innerhalb der 3 Positionen, so findet man, daß es nicht genau eine gerade Linie ist sondern blos annähernd. Und diese Linie kommt der geraden umso näher, ~~je kleiner~~ α ist.

Durch Rechnung findet man r folgend:

$\overline{c'p}^2 = cp(2r - cp)$ Kreisgleichung, also $r = \frac{1}{2}\left(\frac{\overline{c'p}^2}{cp} + cp\right)$ (1

Nennen wir nun den Winkel $acg = \varphi$, so ist Horizontalabstand

$cb = aC - ag = a - (b+c)\sin\varphi$ u. daher da $\angle c'a'f = \varphi$

$cp = a\cos\alpha + (b+c)\sin\varphi - \{a - (b+c)\sin\varphi\} = a(\cos\alpha - 1) + 2(b+c)\sin\varphi$

{denn es ist cp = Horizontalabstand $c'C$ − Horiz. Abst. cC

$= cf + eC - (aC - ag) = a\cos\alpha + (b+c)\sin\varphi - (a - (b+c)\sin\varphi)$}

u. $b_1 h = \frac{ae}{2}$ od. da $ae = a - a\cos\alpha = a(1-\cos\alpha)$ u.

$bh = b\sin\varphi$ $\quad b\sin\varphi = \frac{1}{2}a(1-\cos\alpha)$ u.

also $cp = a(\cos\alpha - 1) + 2(b+c)\frac{1}{2}\frac{a}{b}(1-\cos\alpha)$

$cp = -a(1-\cos\alpha) + \frac{a(b+c)}{b}(1-\cos\alpha) = \frac{ab+ac-ab}{b}(1-\cos\alpha)$

2) $cp = \frac{ac}{b}(1-\cos\alpha)$

Nun ist auch $c'p = cg - ef \; (ef = fa' - ea') = (b+c)\cos\varphi - (b+c)\cos\varphi + a\sin\alpha$

3) $c'p = a\sin\alpha$ $\qquad$ Nun folgt aus 1, 2, 3. weiter

$$r = \frac{1}{2}\left\{\frac{a^2\sin^2\alpha}{a\frac{c}{b}(1-\cos\alpha)} + a(1-\cos\alpha)\frac{c}{b}\right\} \quad \text{oder}$$

$$r = \frac{1}{2}\left\{a\frac{b}{c}\,\frac{\sin^2\alpha}{1-\cos\alpha} + a\frac{c}{b}(1-\cos\alpha)\right\}$$

Ist aber α sehr klein, d. h. der $\angle = \alpha$, so kann man dann stets statt $\cos\alpha = 1 - \frac{1}{2}\alpha^2$ setzen.

$$1-\cos\alpha = \frac{1}{2}\alpha^2 \text{ u. } r = \frac{1}{2}\left(a\frac{b}{c}\,\frac{\alpha^2}{\frac{1}{2}\alpha^2} + a\frac{c}{b}\,\frac{1}{2}\alpha^2\right)$$

$r = \frac{ab}{c} + \frac{1}{4}a\frac{c}{b}\alpha^2$ oder annähernd, wenn man α^2 vernachlässigen $r = \frac{ab}{c}$ od. $\frac{r}{a} = \frac{b}{c}$ oder wenn man die horizontal distance $oC = r + a = e$ setzt

$$r = e - a \qquad e - a = \frac{ab}{c} \text{ und}$$

$$\frac{b}{c} = \frac{e-a}{a}.$$

$\frac{r}{a} = \frac{b}{c}$

Für die Praxis ist es gut, wenn die Stücke b u. c ziemlich gross genommen werden, während es der Theorie nach gleichgültig ist.

Das Watt'sche Parallelogramm für Landmaschinen.

Ist der Balancier Cb u. die Abmessungen des Parallelogramms gegeben, so findet man durch folgende Construction die Länge r der Gegenlenker Od. Es seien Cb die mittlere, cb_1 die höchste u. Cb_2 die tiefste Stellung des Balanciers. Verzeichnet man in jeder dieser 3 Stellungen die Lage des Parallelogramms, so dass die Punkte $c' c c^2$ in die verticallinie xy fallen, die durch die Mitte von bn gezogen ist, und sucht von den 3 Punkten $d\,d'\,d''$ den Mittelpunkt, so ist Od die Länge der gesuchten Gegenlenker.

Ausser dem Punkte c, werden alle Punkte $f\,g$, welche in der Linie $c_1 C$ liegen, und durch $\parallel$ Stäbe ich mit dem Parallelogramm verbunden sind, geradlinig geführt. Hierdurch erhalten wir also ein Mittel eine beliebige Anzahl von Kolbenstangen geradlinig zu führen.

Auch hierbei lässt sich eine Formel für r ableiten wenn $b_1 C = a$, $Ca = b$, gegeben sind.

Denn es ist: $(d'p)^2 = dp(2r - dp)$ u. 1) $r = \frac{1}{2}\left(\frac{d'p^2}{dp} + dp\right)$

Nachtrag.

$c+b$ darf nie kleiner als die Länge der Kurbel oder als der halbe Schub gemacht

a und r nicht kleiner als $2(c+b)$ = der Hublänge genommen werden.

Watt nahm a und $r = 3(c+b) = 1{,}5$ mal der Hublänge

Das Wattsche Parallelogramm kann als eine Combinirung der Geradführung mit Gegenlenker angesehen werden indem man bei demselben nur noch Punkte hinzufügen muß die geometrisch ähnliche Linien mit dem geradgeführten Punkt machen.

$o d a c$ ist die einfache Geradführung mit Gegenlenker. Alle Punkte die sich in der Linie $c_1 c$ bewegen und immer gleichweit von g entfernt bleiben machen geometrisch ähnliche Curven mit g also lauter gerade verticale Linien; denn es ist immer $\triangle c g a_1 \sim c f i \sim c_1 b_1$

Watt nimmt bei seinen Maschinen $cb_1 = 3$ mal der Curbellänge $a_1 d_1 = b_1 c_1 =$ der Curbellänge A und $ca_1 = \frac{1}{2} cb_1 = \frac{3}{4}$ der Hublänge, $o d_1 = a_1 c$.

Das Wattsche Parallelogramm für Dampfmaschinen.

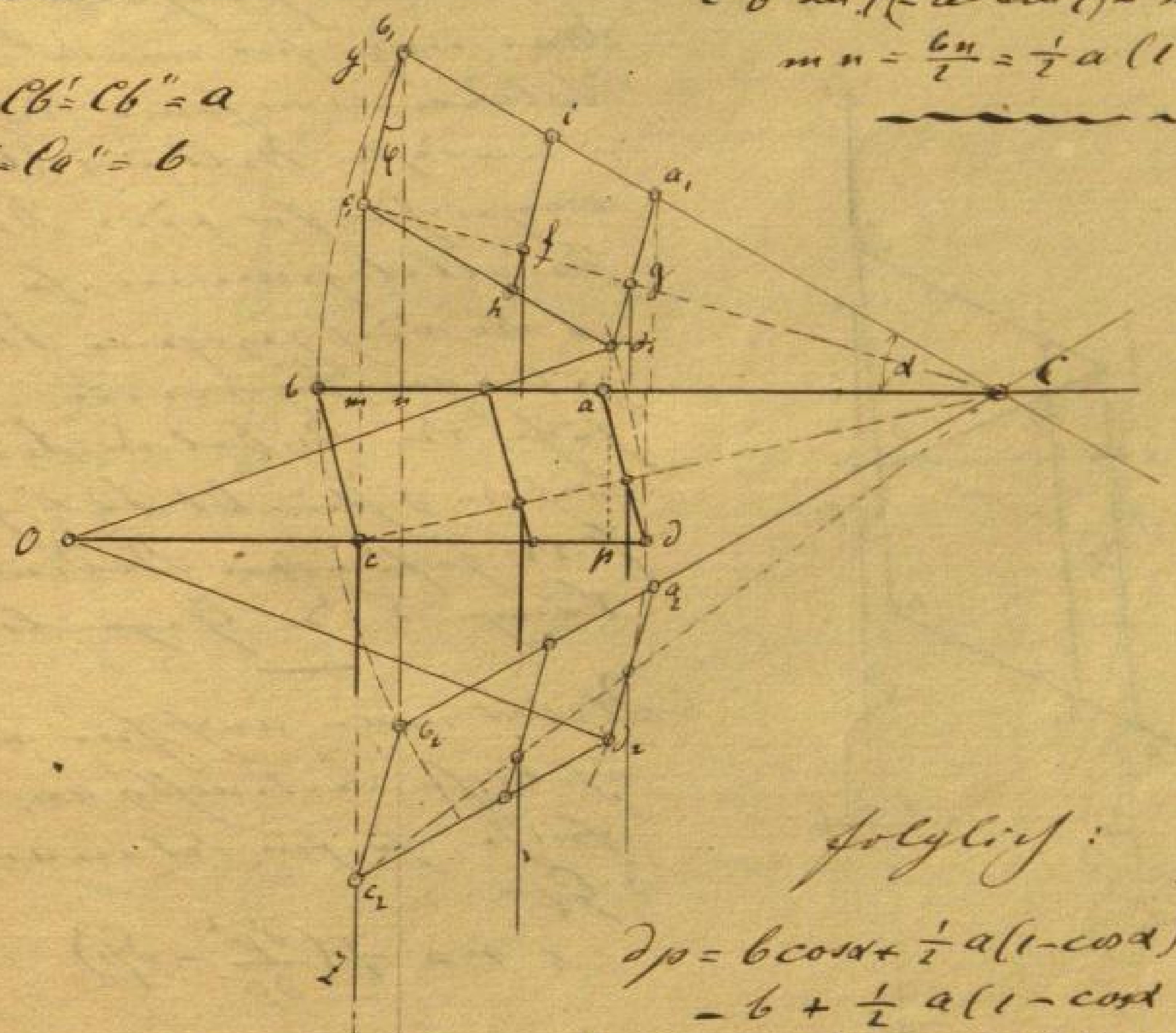
Der Horizontalabstand v. Cd' − Horizontalabstand Cd
$= dp = Ca'\cos\alpha + d'a'\sin\varphi - b + \frac{1}{2}d\sin\varphi$

$c'b'\sin\varphi \left(= d'a'\sin\varphi = a'\sin\varphi\right) = mn$

$mn = \frac{bn}{2} = \frac{1}{2}a(1-\cos\alpha)$

$Cb = Cb' = Cb'' = a$

$Ca = Ca' = Ca'' = b$



folglich:

$$dp = b\cos\alpha + \frac{1}{2}a(1-\cos\alpha) - b + \frac{1}{2}a(1-\cos\alpha)$$

$dp = a(1-\cos\alpha) - b(1-\cos\alpha)$ daher $dp = (a-b)(1-\cos\alpha)$ (2

Ferner ist dp = Verticalabstand d. Cd' + Vertic. Cd
$= b\sin\alpha - a'd'\cos\varphi + ad\cos\varphi$ u. da $a'd' = ad$
$d'p = b\sin\alpha$ (3 Aus 1, 2 u. 3 folgt nun
r

$$r = \frac{1}{2}\left(\frac{b^2\sin^2\alpha}{(a-b)(1-\cos\alpha)} + (a-b)(1-\cos\alpha)\right)$$

$$r = \frac{1}{2}\left(\frac{b^2}{a-b}\cdot\frac{\sin^2\alpha}{1-\cos\alpha} + (a-b)(1-\cos\alpha)\right)$$

Setzt man nun wieder $\sin\alpha = \alpha$ u. $1-\cos\alpha = \frac{1}{2}\alpha^2$, so hat man

$$r = \frac{1}{2}\left(\frac{b^2}{a-b}\cdot\frac{\alpha^2}{\frac{1}{2}\alpha^2} + (a-b)\frac{1}{2}\alpha^2\right)$$

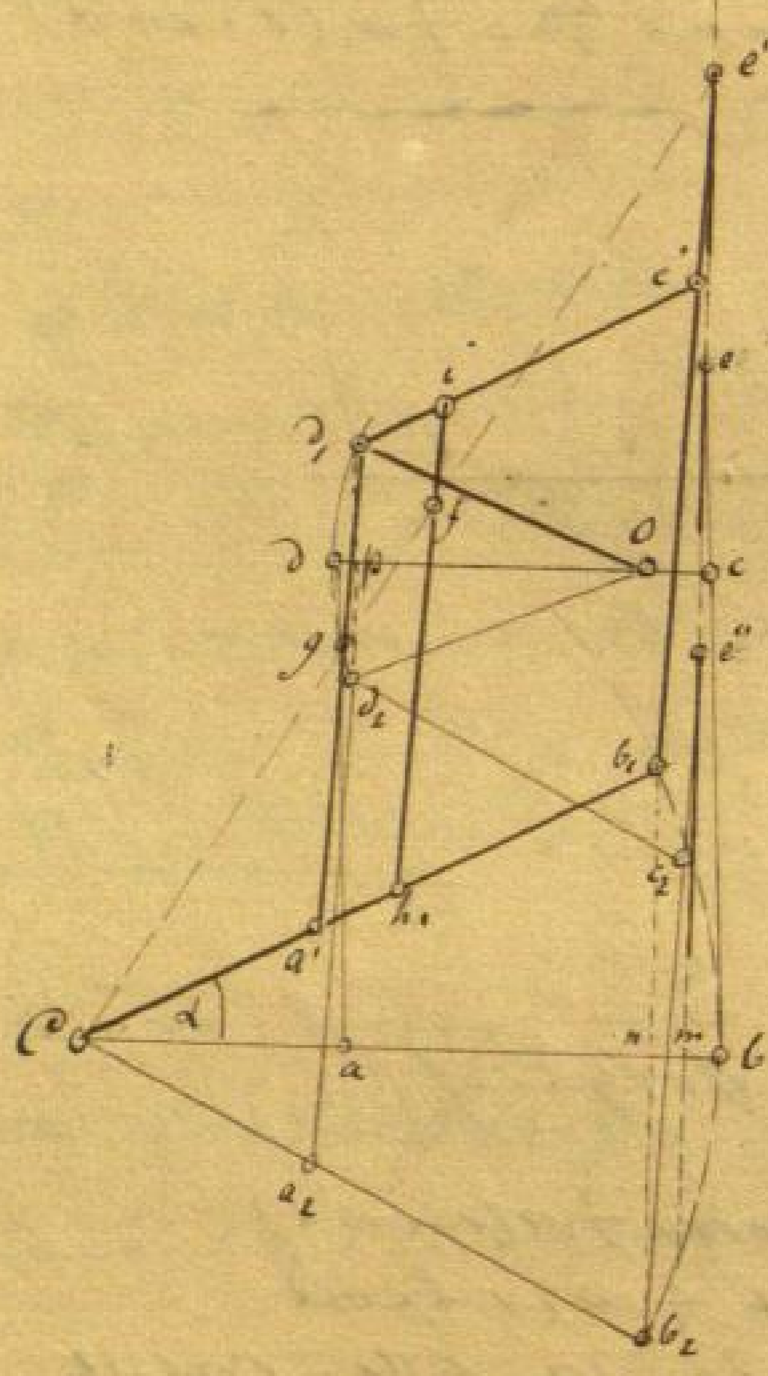
und wenn wir nun α^2 verschwinden lassen, so ist:

$$r = \frac{b^2}{a-b} \quad \text{u.} \quad b = -\frac{r}{2} + \sqrt{\frac{r^2}{4} + ar}$$

Wenn a u. $e = b + r$ gegeben, b u. r aber zu suchen wären, so hätte man auszurechnen: $b = \frac{ae}{a+e}$ u. $r = \frac{e^2}{a+e}$
($b + r = e$ gesetzt)

Das Watt'sche Parallelogramm für Schiffsmaschinen.

Durch Construction können wir zunächst die Länge (r) der Gegenlenker folgend finden.



Man ziehe hier wieder den Balancier in seiner höchsten mittlern u. niedrigsten Stellung (Cb', Cb, Cb'') und zeichne hierfür jede Stellung des Parallelogramms, so daß e''e e' in die, durch gezogene Verticallinie zu liegen kommen. Suche den Mittel des Kreises der durch die 3 Punkte d d' d'' geht, so ist der gefundene Radius die Länge r der Gegenlenker.

Stellt man auch hier eine ähnliche Entwicklung an, wie früher, so findet man die 3 Glei.:

1, $r = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial p'^2}{\partial p} - \partial p\right)$

2, $\partial p = \left(a\frac{c}{d} - b\right)(1 - \cos\alpha)$

{wo: $Cb = a$, $Ca = b$, $bc = c$, $be = d$ u. $od = r$ bedeuten}

u. 3. $\partial p' = b\sin\alpha$

woraus folgt:

$$r = \frac{1}{2}\left(\frac{b^2}{\frac{c}{d}a - b}\cdot\frac{\sin^2\alpha}{1-\cos\alpha} + \left(\frac{c}{d}a - b\right)(1-\cos\alpha)\right)$$

u. annähernd ist auch hier: $r = \frac{b^2}{\frac{c}{d}a - b}$

u. $b = -\frac{r}{2} + \sqrt{\frac{r^2}{4} + r\frac{c}{d}a}$ u. wenn $b + r = e$, a, u. $\frac{c}{d}$ gegeben ist:

$$b = \frac{ae\frac{c}{d}}{e + \frac{c}{d}a}, \quad r = \frac{e^2}{e + \frac{c}{d}a}$$ Resultat S. 17.

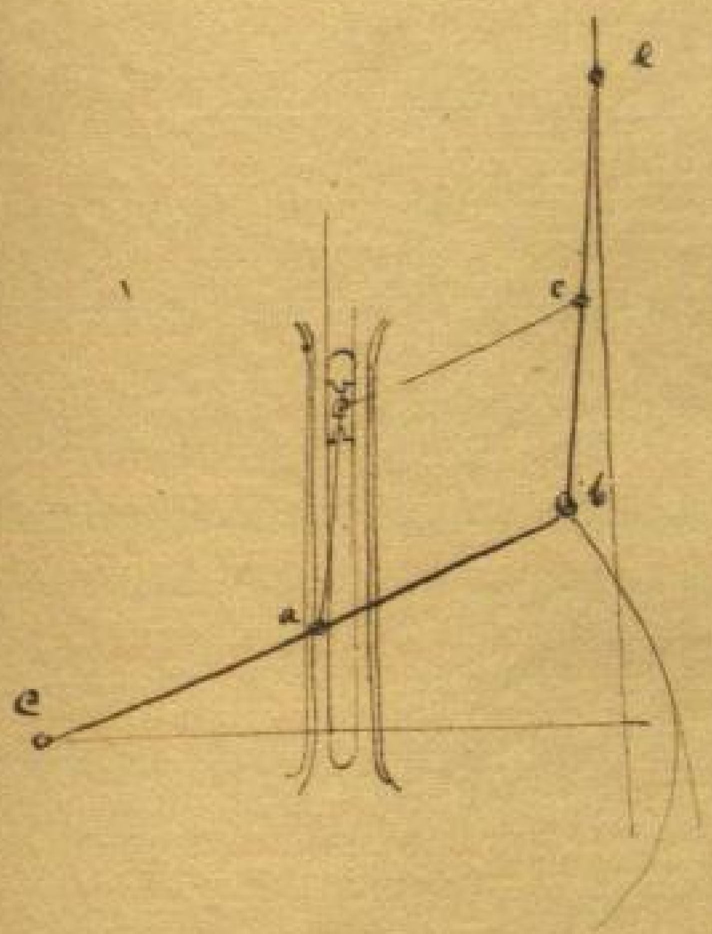
Wird hierbei $c = d$ so erhält man die Formel des vorigen Parallelogramms.

Manchmal kann es bequem werden daß $r = \infty$ wird d.h. daß man d in einer geraden Schlitz laufen läßt

Für $r = \infty$ wird $-b+\frac{c}{d}a = 0$, $b = \frac{c}{d}a$

oder. $b : a = c : d$. das heißt:

$$Ca : Cb = bc : be.$$

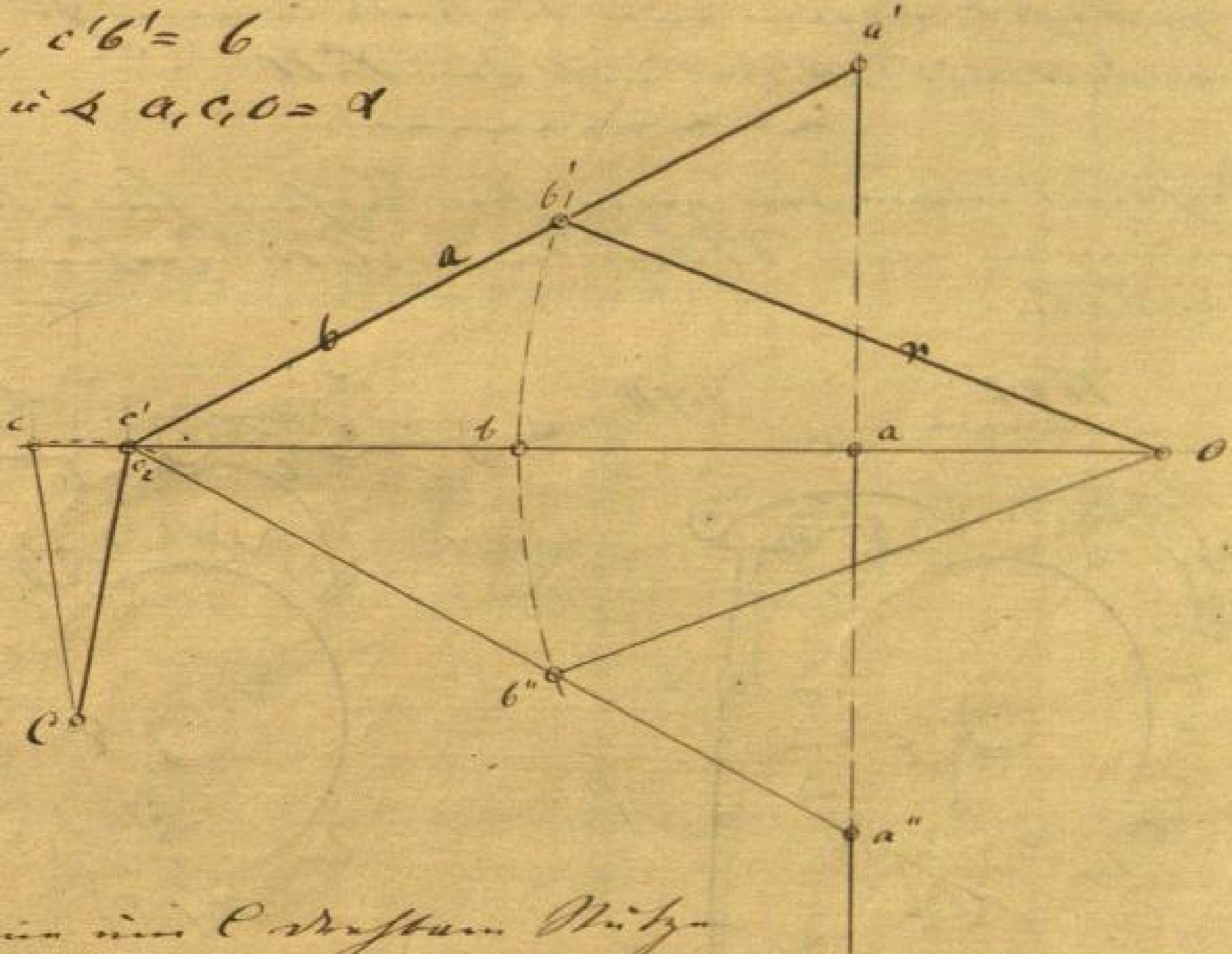


Auch hier werden wieder alle Punkte f g, die in der Linie c''C liegen u. mit Parallelgestänge mit dem Parallelogramm verbunden sind geradlinig geführt.

Balancier ohne Drehungsaxe.

$c'a' = a$, $c'b' = b$

$ob_1 = r$, u. $\angle a_1 c_1 o = \alpha$



Cc' ist nun eine um C drehbare Stütze, C_1A_1 der Balancier, in welchem a_1 geradlinig geführt werden soll, Ob der Gegenlenker.

Man zeichne nun bO zu erhalten, wieder den Balancier in den 3 Stellungen a'c', ac, u. a''c'', wodurch die 3 Pkte bb'b'' bestimmt sind. Sucht man den Mittelpkt des durch bb'b'' gehenden Kreises, so ist dessen Radius die Länge r des Gegenlenkers.

Auf ähnliche Art, wie die früheren, erhält man die Formeln:

$$r = \frac{1}{2}\left\{\frac{b^2}{a-b}\,\frac{\sin^2\alpha}{1-\cos\alpha} + (a-b)(1-\cos\alpha)\right\}$$

oder annähernd $r = \dfrac{b^2}{a-b}$ u. wenn b r e u. a gegeben, erhält man annähernd

$$b = \frac{ae}{a+e}\ ;\quad r = \frac{e^2}{a+e}.$$

α darf bei all diesen Vorrichtungen nicht größer als 30° genommen werden, da sonst die Ablenkung von der Geraden zu groß würde.

Ueberall da, wo eine geradlinig hin u. hergehende Bewegung in eine drehende verwandelt werden soll, wie dies bei den Dampfmaschinen geschieht, muß man ein Schwungrad auf die zu drehende Welle setzen, denn gerade in den 2 Stellen, wo die Kurbel in die Richtung der Schubstange fällt, würde die Maschine nicht mehr gehen können.
Im Gegentheil, wenn eine drehende in eine hin u. hergehende verwandelt wird, ist dies nicht der Fall.

Mechanismen um eine hin drehend hin u. hergehende Bewegung in eine discontinuirlich drehende zu verwandeln

Fig I.

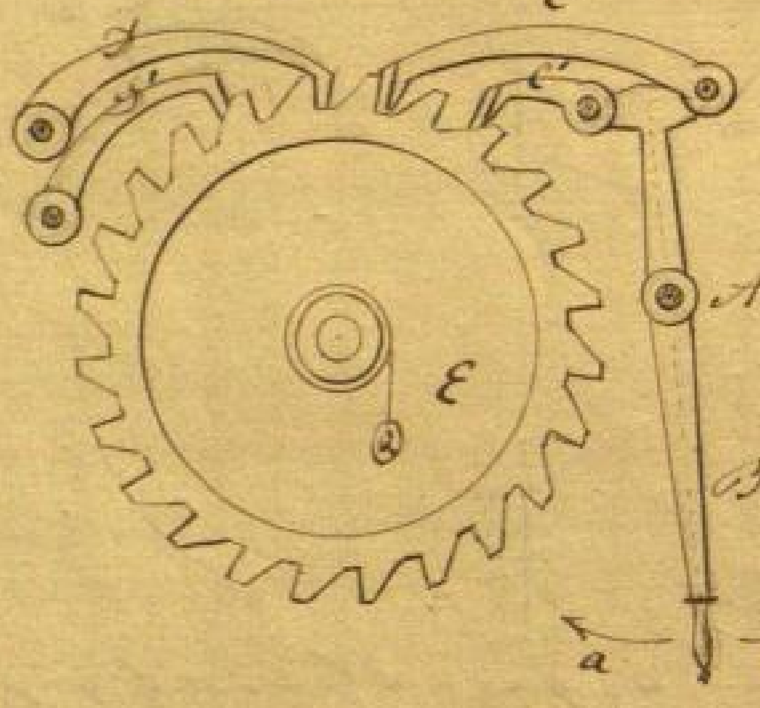
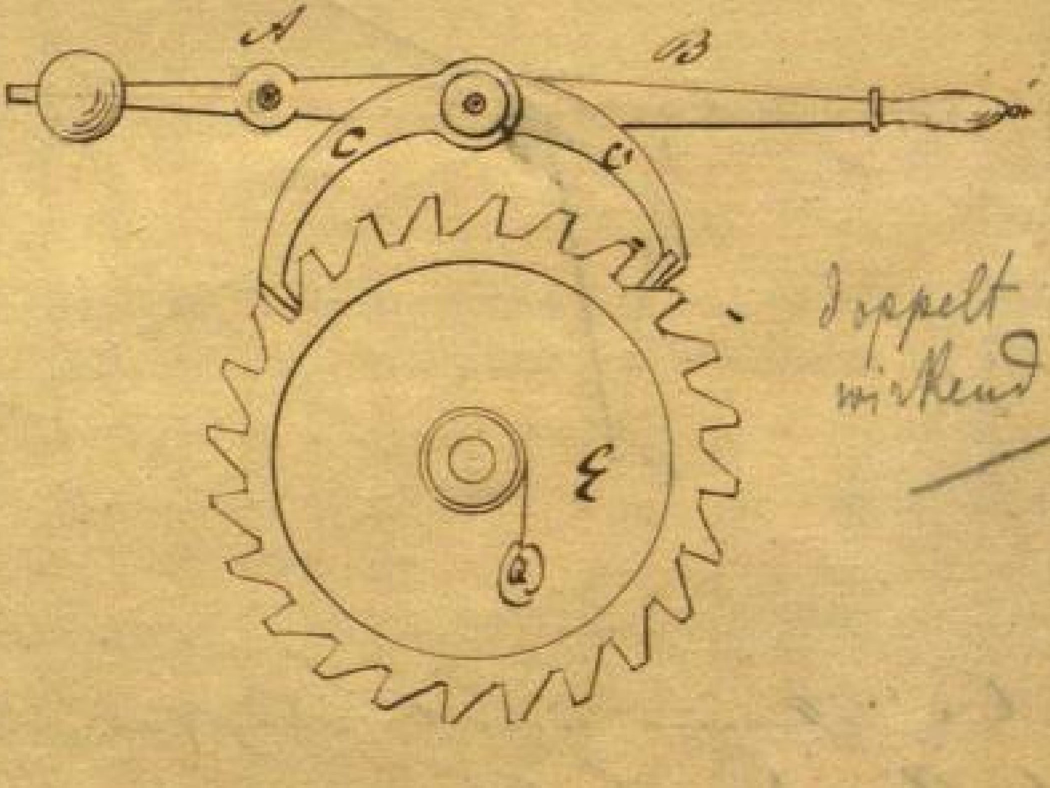


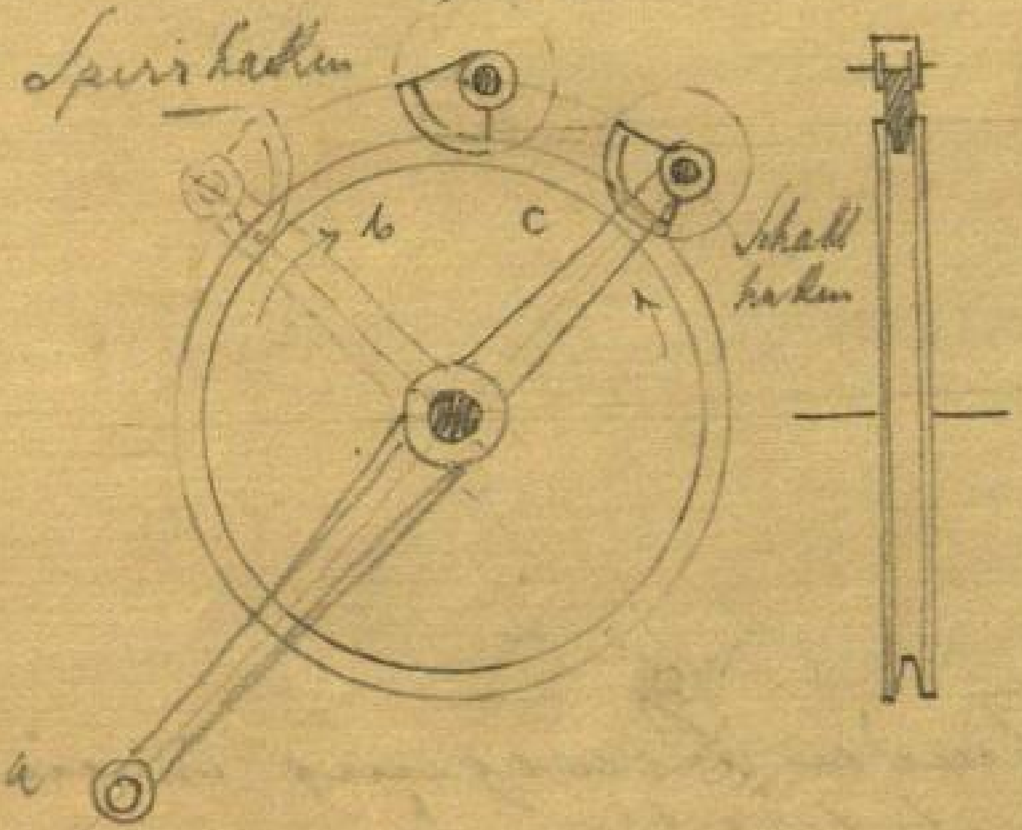
Fig II.



doppelt wirkend

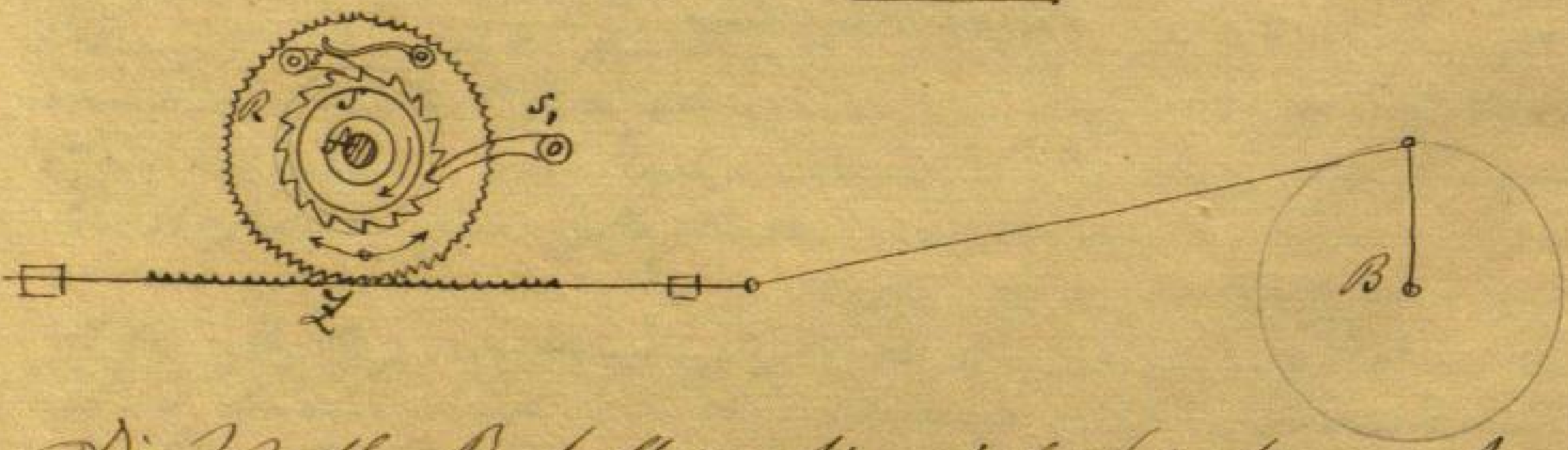
Fig I. B ist ein Hebel, der sich um eine feste Axe A dreht. Oben sind an ihm 2 Haken C u. C', die so lang sind, daß, wenn der eine C gerade in einen Zahn des Rades E eingreift C' um die mitten 2er Zähne steht. D u. D' sind 2 Sperrhaken, die dieselbe Einrichtung haben müssen.
Wird B nach der Richtung des Pfeils a gedreht bis daß C einen halben Theil zurücklegt, so fällt C' in eine Lücke. Das Rad kann während der Bewegung nicht mehr zurück, da der Sperrhaken D es abhält. Bewegt man nun B nach der Richtung b, so drückt C' das Rad E um $\frac{1}{2}$ Theilg (zahl) weiter dadurch fällt der Haken D' in eine Lücke u. D wird gehoben etc. Man nennt dies eine Schaltung durch $\frac{1}{2}$ Theilg. Will man eine Schaltung durch $\frac{1}{3}$ Theilg., so muß man 3 Haken C und 3 Sperrhaken D anbringen, die immer um $1\frac{1}{3}$ Theilgn. von einander entfernt sind.
Soll das Rad bei jedem Hin u. bei jedem Hergang von B gedreht werden, so kann man Fig II anwenden.

Schaltung durch excentrische
Keilscheibensegmente



Anordnung abc doppeltwirkend

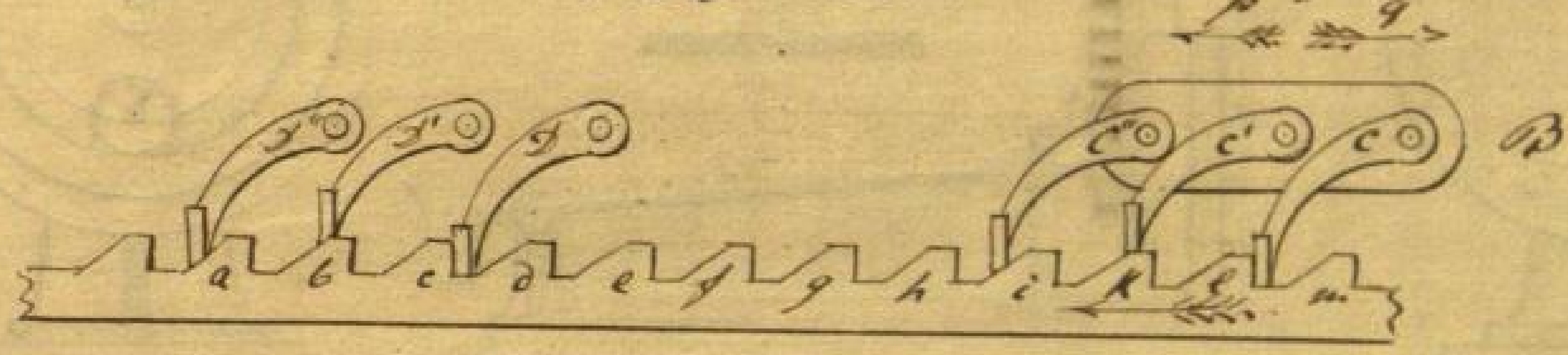
Verwandlung einer drehenden Bewegung in eine abgesetzt rotirende.



Die Welle B soll continuirlich rotiren, A abgesetzt. Durch eine Curbel wird die Zahnstange Z hin und her bewegt und mit ihr das Zahnrad R. Auf der Welle ist nun ein Schaltrad S fest aufgekeilt. R geht loose auf A. Ein Sperrhaken S fest auf R nimmt das Rad S nur nach einer Richtung mit, nach der andern schleift er über die Zähne ~~mit~~ weg. Ein zweiter Sperrhaken S_1 (am Gestelle befestigt) verhindert eine Mitnahme der Axe A durch Reibung.

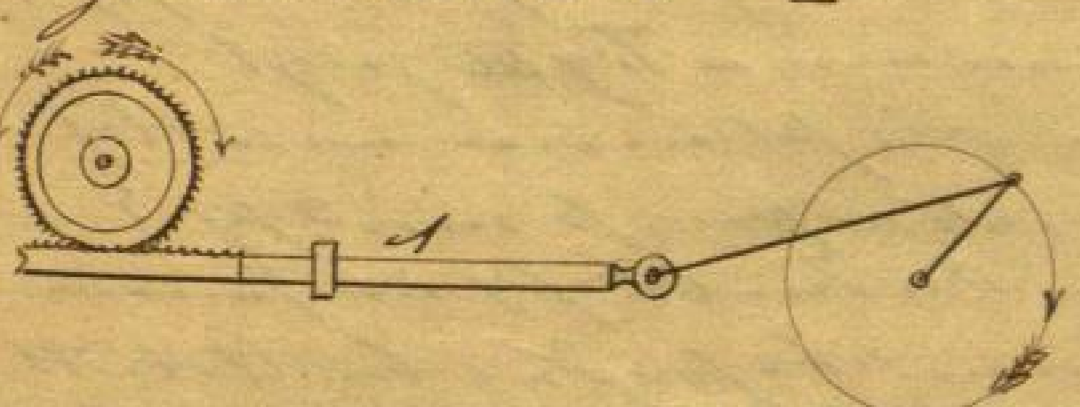
Bei Fig. II. ist der Mechanismus bloß für 1 Theilg (Schaltung) gezeichnet, braucht man ihn für eine Schaltung die nur ½ Theil, so muß man 2 Haken C u. 2 Haken C' anbringen, die die Beschaffenheit von CC' u. DD' Fig. I haben müssen.

Vorrichtung um eine hin u. hergehende Bewegung in eine discontinuirlich fortschreitende zu verwandeln.



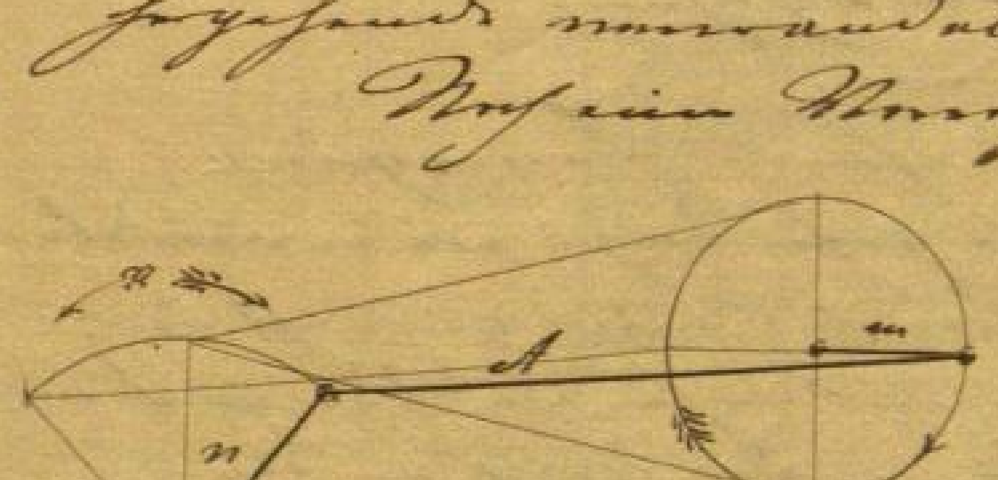
Die Construktion ist hier für eine Schaltung durch ⅓ Theilung gemacht. Bewegt sich also B mit den 3 Haken CC'C'' nach der Richtg des Pfeils q um ⅓ Theilg, so wird c gehoben C' greift ein u. C'' bewegt sich bloß in die Stellung von C'. Nun wird B um ⅓ Theilung nach der Richtg des Pfeils p bewegt, C' drückt die Stange um ebensoviel fort, D wird gehoben D' fällt ein, u. D'' setzt sich in die Stellg von D'. u. s. w.

Vorrichtungen um eine continuirlich drehende Bewegung in eine drehend hin u. hergehende zu verwandeln —

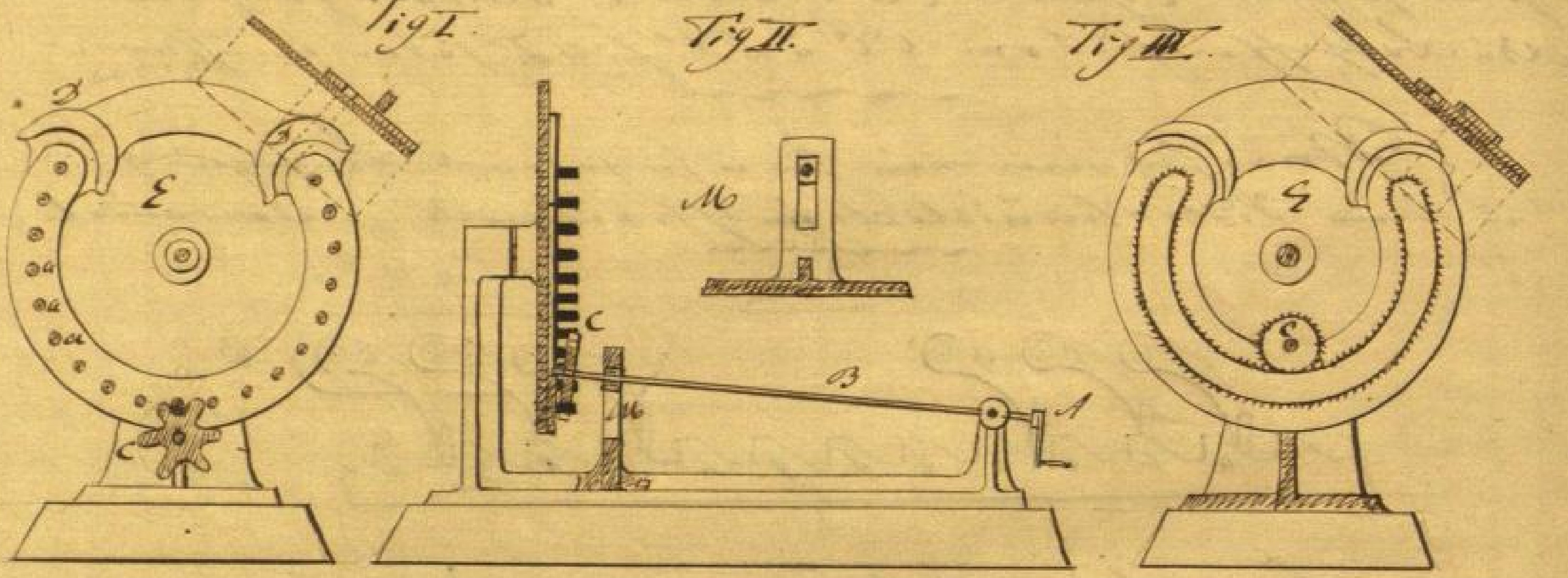


Durch eine Stange A wird die Bewegung erst in eine hin u. hergehende, und dann durch ein angebrachtes Räderwerk erst in eine drehend hin und hergehende verwandelt.

Noch eine Vorrichtung um eine drehende in eine drehend hin u. hergehende zu verwandeln. Die Curbel m macht eine drehende Bewegung, und theilt diese durch eine Stange A dem beweglichen Theil n mit, der dann eine drehend hin u. hergehende macht.

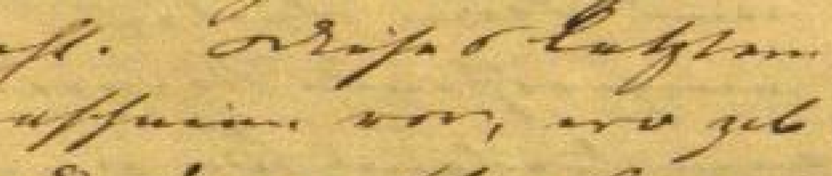


Zwei solche Mechanismen, die noch zur Umwandlung einer drehenden Bewegung in eine drehend hin und hergehend

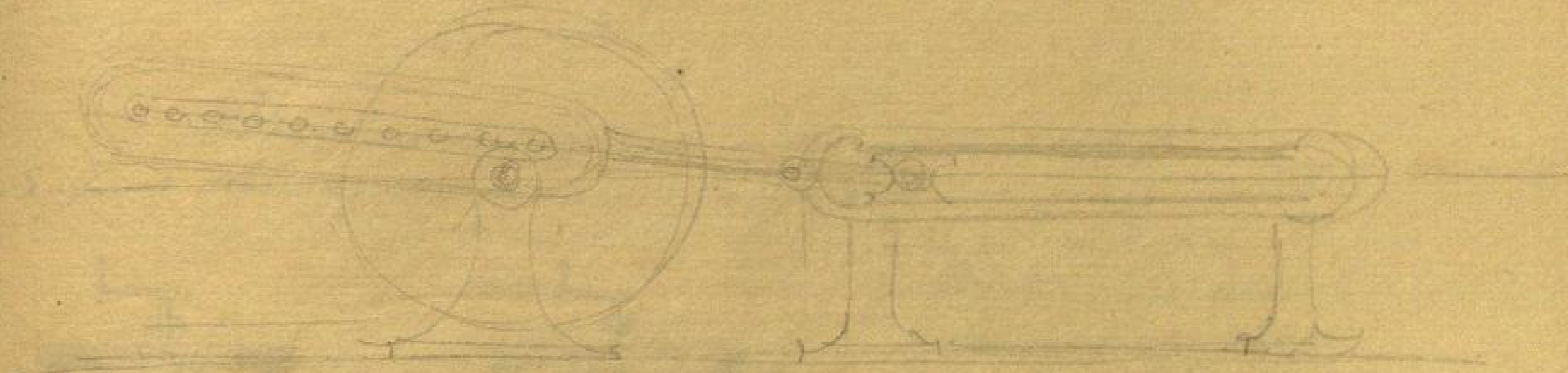


dienen sind folgende: Durch eine Kurbel A. Fig II. wird eine Welle B gedreht, die mit ihrem Lager bei M sich in einem Schlitz bewegen können. An der Welle B ist ein Trieb C. Ist das Trieb in der Stellung Fig I. und wird bei A gedreht, so greift das Trieb C in die Stiften a a ein und dreht dadurch die Scheibe E, ist C bei den Führungen D angekommen, so wird es durch diese immer hinein geführt (Fig III) und dreht also jetzt die Scheibe E. rückwärts herum. Das Nähere ist leicht aus der Zeichnung zu ersehen. Soll der Rückgang der Scheibe schneller geschehen, als der Hergang, so kann man wie Fig III zeigt Verzahnungen anwenden. Da sich innen natürlich weniger Zähne befinden, als außen, so wird sich E schneller herum drehen, wenn der Trieb C sich im Innern dreht. Dieses letztere kommt besonders bei Arbeitsmaschinen vor, wo z.B. ein Meißel langsam arbeiten soll, und dann schnell wieder zurückgehen.

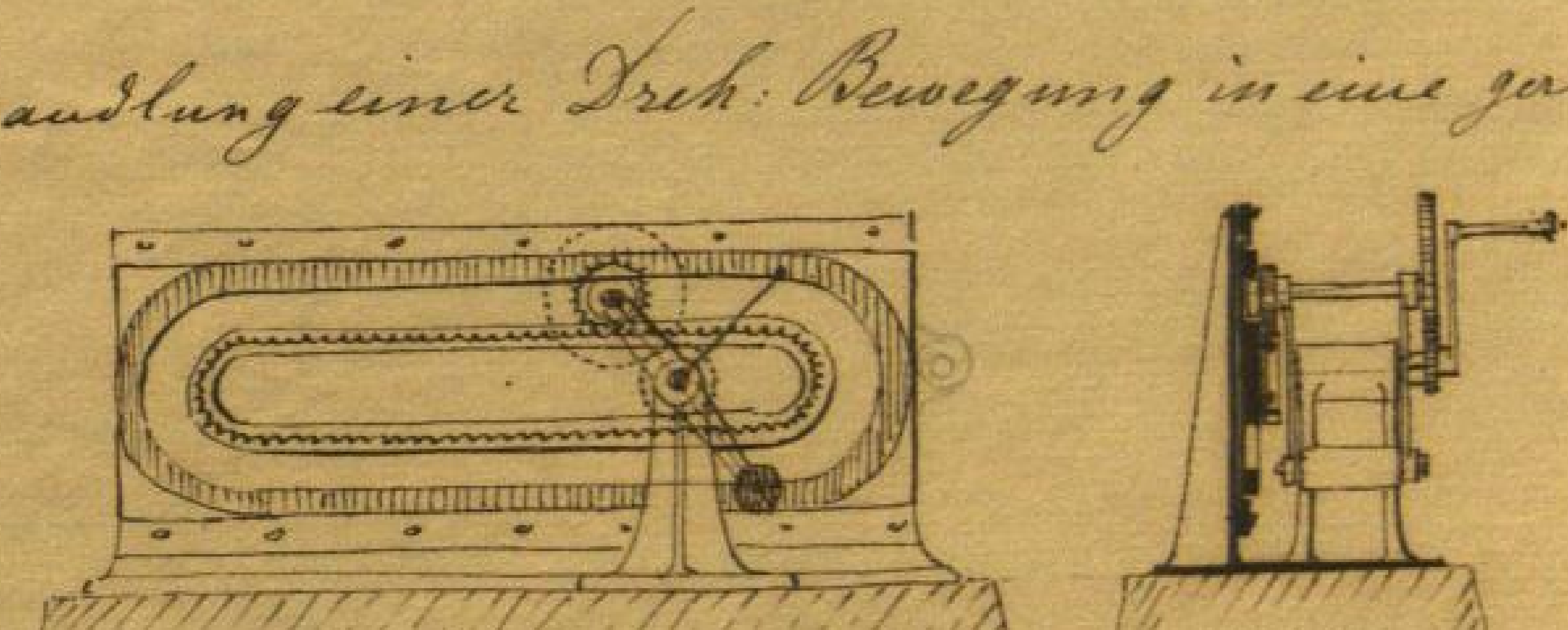
Vorrichtung um eine drehende Bewegung in eine geradlinig hin u. hergehende zu verwandeln.



Ein Trieb C wird gedreht und nimmt dabei die Stange D mit. Wenn das Trieb an die Führungen E kommt, so wird dasselbe unterhalb geleitet und bewegt die Stange auf die entgegengesetzte Weise.

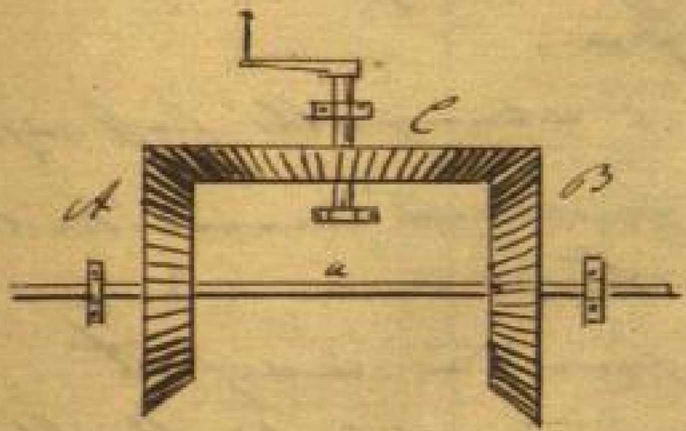


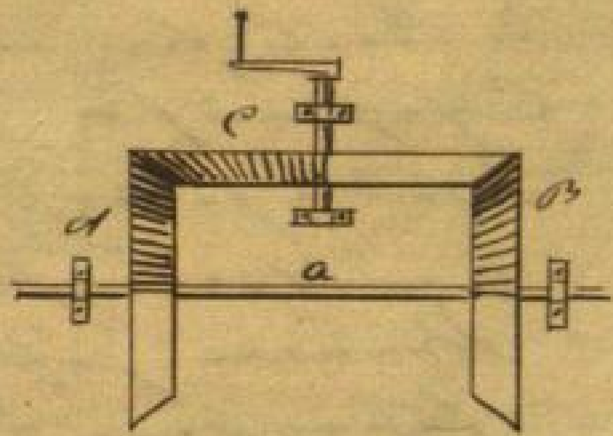
Verwandlung einer Dreh: Bewegung in eine geradl.



hin und hergehende.

Mechanismus um eine continuirliche Drehende Bewegung in eine hin u. her drehende zu verwandeln.

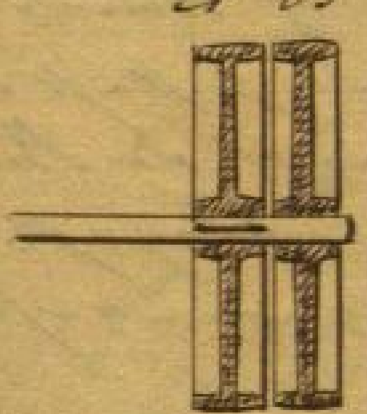




Dieser besteht aus 3 Rädern, die alle 3 blos auf die Hälfte verzahnt sind. Die 2 Räder A u. B sitzen fest auf der Axe a und zwar so, daß ihre beiden verzahnten Hälften auf einer Seite liegen. C wird nun so gestellt, daß gerade sein erster Zahn in den ersten Zahn des Rades A kommt. Wird nun C um ½ Umdrehung gedreht, so muß sich also auch B u. a ½ Umdrehung, so wie dieß aber gemacht ist, verläßt der Zahn von C die Zähne von A und nachdem er diese von A verlassen, greift er erst in die des Rades B ein und dreht diese B, a u. A rückwärts herum. Dieser Mechanismus kann aber blos bei langsamer Bewegung von C gebraucht werden, da bei schneller Bewegung immer ein fürchtbarer Stoß entstünde, wenn plötzlich die ganze Masse A u. B rückwärts herum bewegt werden sollen.

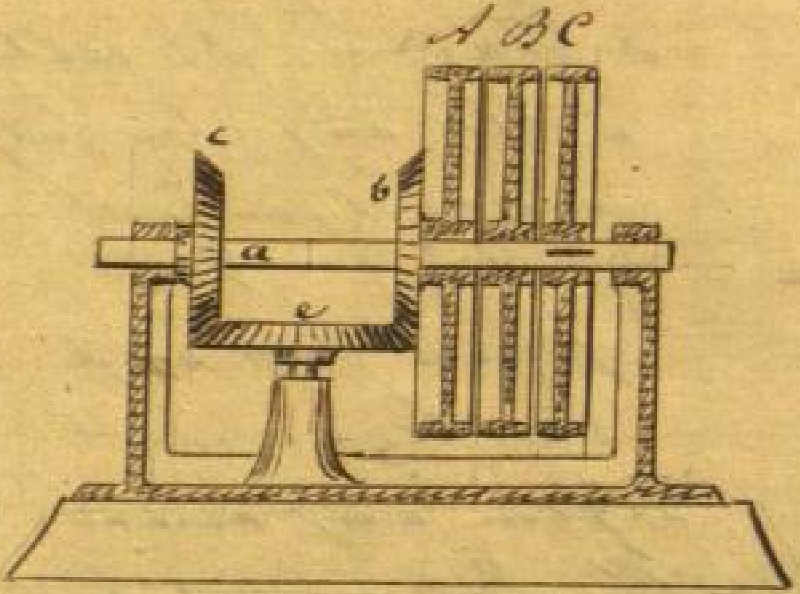
Abstellmechanismen.

Ueberall, wo Rollen zur Transmission der Kraft angewendet werden können, kann man auch



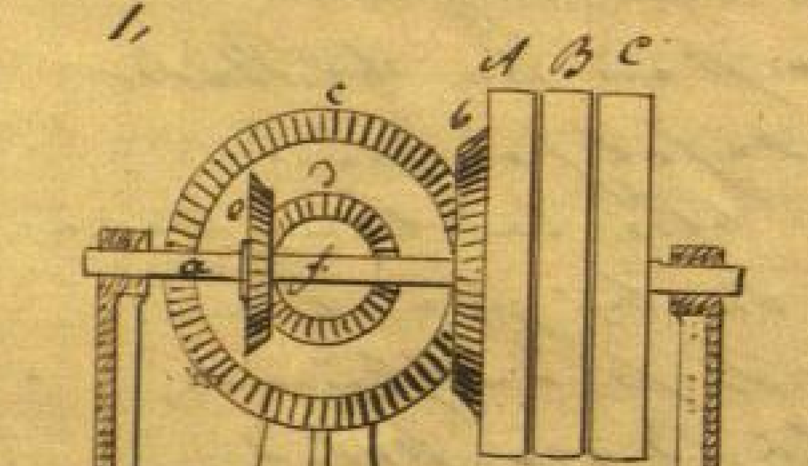
durch 2 Rollen A u. B, wovon A die Transmissionsrolle u. B frei sich auf der Axe dreht, die Maschine sehr leicht u. sanft, sowohl in Gang setzen, als auch abstellen. Das Abstellen geschieht einfach dadurch, daß man den Riemen von A herüber auf B schiebt. Ist der Riemen aber auf B, u. man will die Maschine wieder in Gang setzen, so schiebt man langsam den Riemen wieder auf A, wodurch die Rolle A allmählig von dem Riemen mitgenommen wird und die Maschine somit ganz sanft in Gang gesetzt werden kann.

Mechanismus, um eine Welle a bald rechts bald links herum zu drehen.

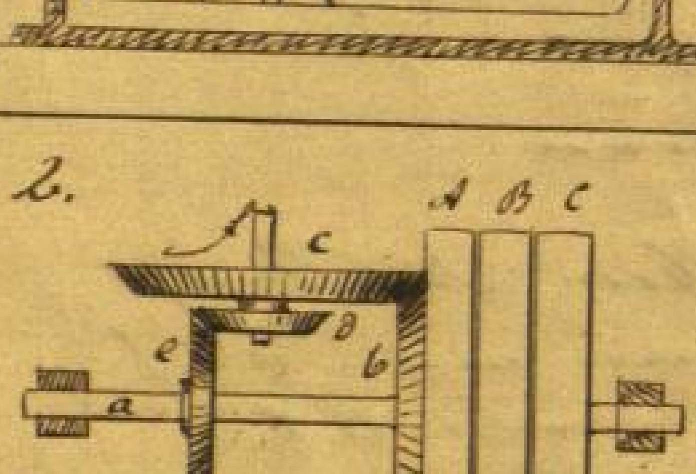


A mit b ein Stück, drehen sich frei auf a.
B, Rolle, frei auf a.
C fest auf a; c ebenfalls fest auf a.
Wird C gedreht, so wird unmittelbar c mitgedreht. Läßt man den Riemen jetzt hinüber nach A führen, so muß er erst auf die Rolle B. Die Maschine bleibt also dann stehen, kommt er nun auf A und dreht diese nach derselben Richtung, wie die C, so geht nun a entgegengesetzt ihrer vorigen Bewegung herum.

1.

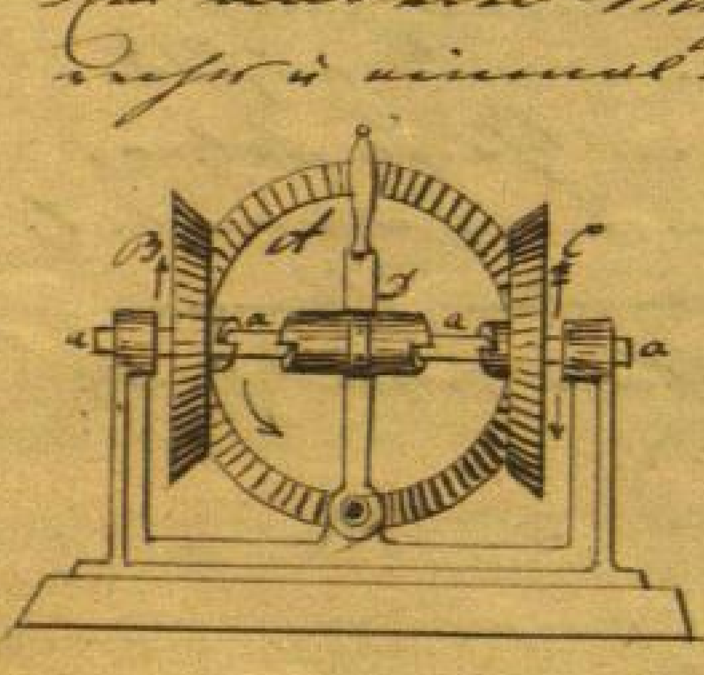


2.



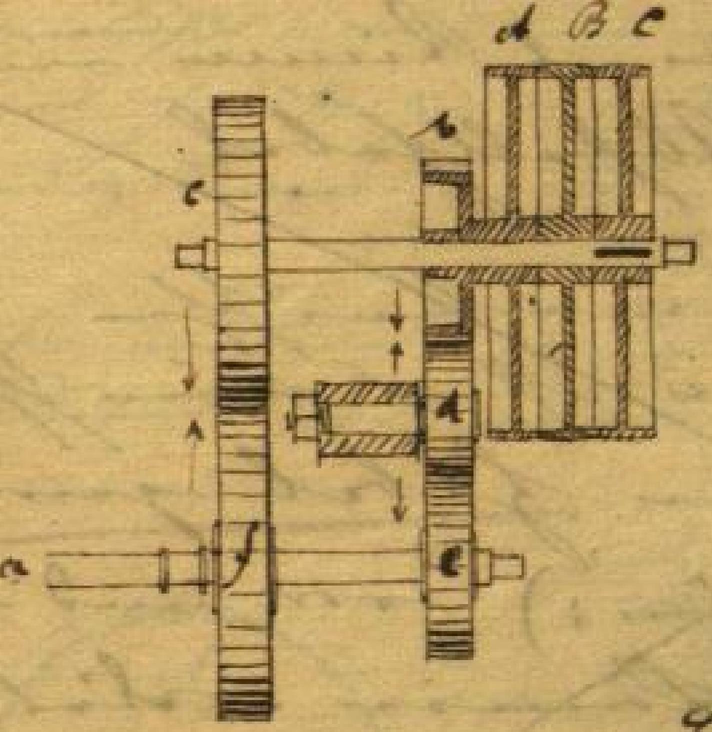
Figur 1 u. 2 sind Grund- u. Aufriss eines Mechanismus, der dazu dient eine Welle f einmal rechts mit einer gewissen Geschwindigkeit und einmal links mit einer andern Geschw. zu drehen.
Die 3 Rollen ABC sind gerade so wie oben beschaffen.
C fest auf a; B frei; u. A mit b ein Stück frei auf a, e fest auf a.
Macht nun jetzt C, n Umdrehungen, wenn sie durch den Riemen getrieben wird, so geht f mit $n \cdot \frac{e}{d}$ Umdrehungen. Geht der Riemen auf B, so steht die Maschine still. u. treibt der Riemen A, so geht f mit einer Anzahl der vorigen Richtung entgegengesetzt Umdrehungen $= n\frac{b}{c}$ herum.

Ein anderer Mechanismus um eine Axe einmal rechts u. einmal links zu drehen ist folgender.



Ein Rad A ist mit 2 Kegelrädern B u. C im Eingriff, die beide sich frei auf der Axe a drehen. An den Hülsen beider sind Zähne eingeschnitten, in die die Zähne einer auf a verschiebbaren Hülse D greifen. Diese ist mit a verbunden

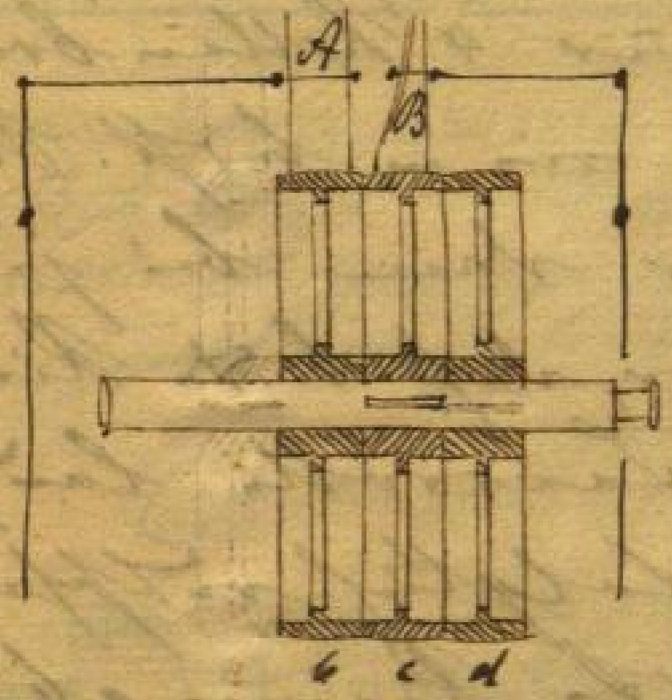
Nachtrag.



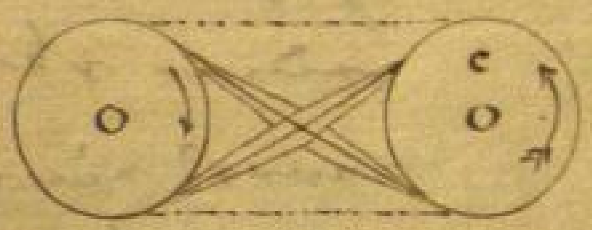
Kehrmechanismus
mit Stirnräder

C. Festrolle
B Losrolle
A getrieben mit b und los-
d Zwischenrad frei auf der Welle
e u. f Festräder auf a
c Festrad auf der treibenden
Welle.

Läuft der Treibriemen auf C so geht die Welle a nach einer Richtg herum. Wird der Riemen auf B gestellt so ruht alles, und läuft der Riemen auf A, so treiben b, d u. e die Axe a nach entgegengesetzter Richtung.

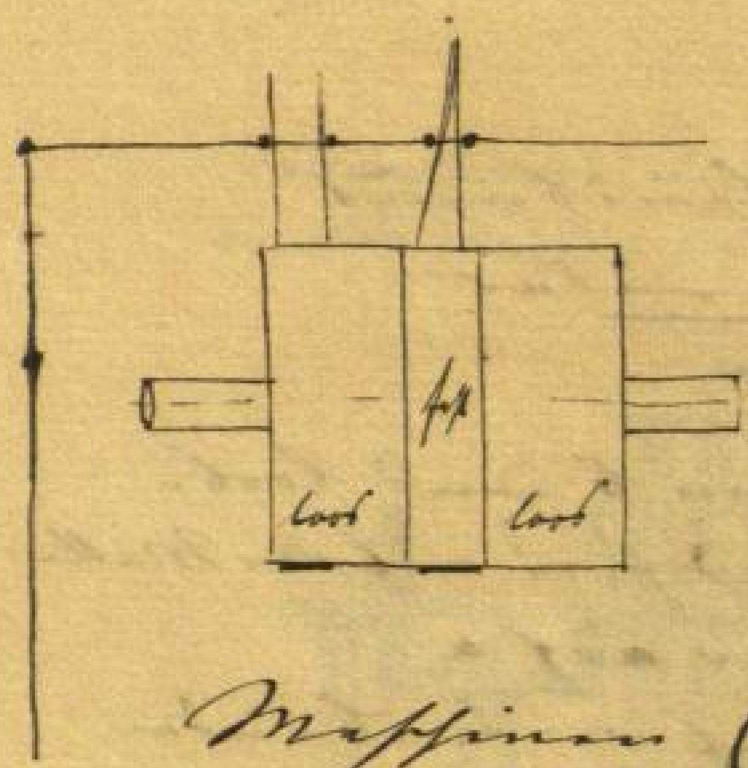


Abstell und Kehrmechanismus
mittelst 3. Riemenscheiben u. 2 Riemen
und 2 Ausrückstangen.
c. Festrolle
b. d. Losrollen.
auf c läuft ein Kreuzriemen B.



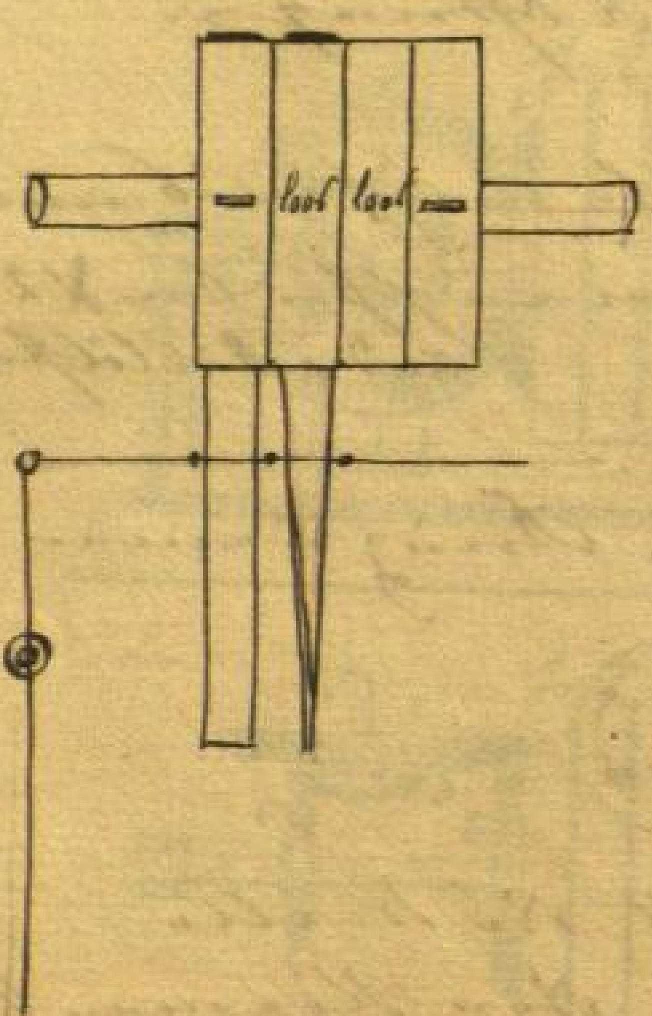
Auf b ein gewöhnlicher A. Soll die Welle abgestellt werden so schiebt man den Riemen B von c auf die Losrolle d; und für die entgegengesetzte Richtg muß der ~~Kreuz~~Riemen A auf c gebracht werden.

Abstell u. Kehrmechanismus
mittelst Stirnräder.
b, c, d Festräder (continuirlich nach 1 Richtg gedreht)
e u. f Losräder
g Kuppler fest auf a, aber
schiebbar beweglich, so daß
er einmal in f ein ander
Mal in e eingreift.



Abstell und Kehrmechanismus mit 3 Rollen 2 Riemen und einem Abstellhebel.

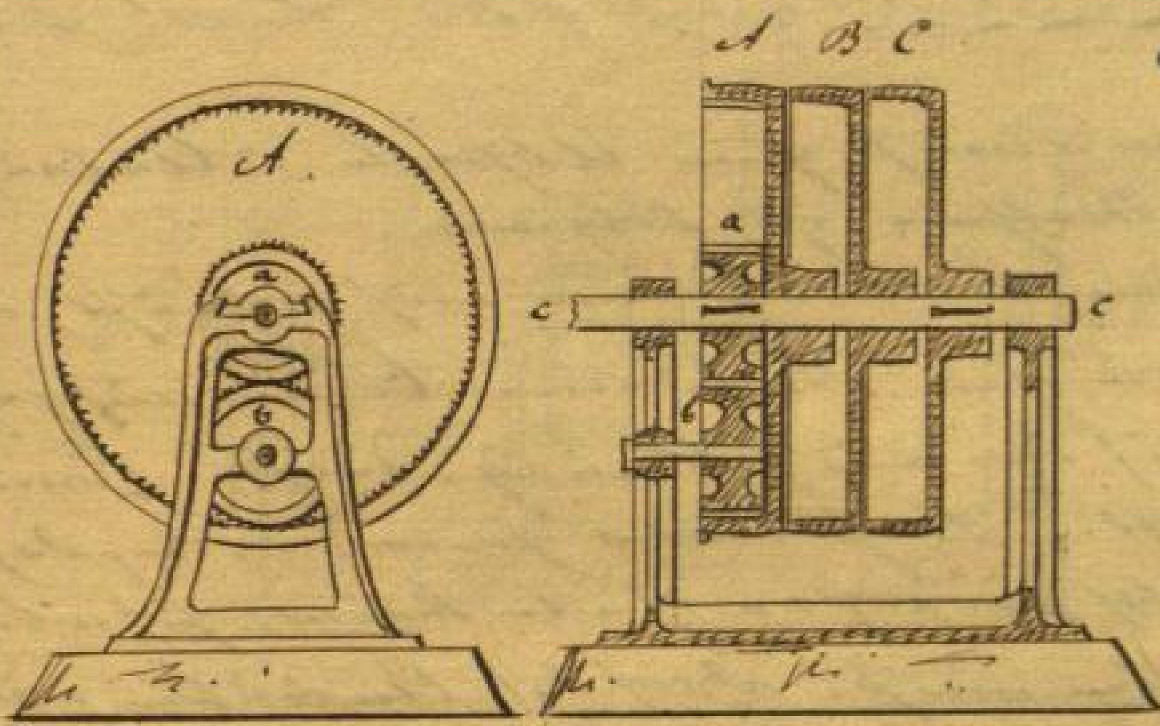
In den mechanischen Werkstätten ist es wünschenswert mit einem Hebel gewisse Maschinen (Schraubenschneidmaschinen) vor und rücklaufen und zugleich abstellen zu können. Dies wird erzielt durch 3 Rollen wovon zwei lose auf der Axe sitzen und doppelte Breite haben.



Manchmal werden zu demselben Zweck auch nur 4 Rollen breiten genommen wie in beist. Skizze. Es kommt aber dann bei jedem Umkehren vor, daß beide Riemen zusammen auf 1 Leerrolle laufen, einer davon folglich rutschen muß was einen starken Riemen abnützung zur Folge hat. Nur wenn die 2 Leerrollen zusammen gegossen sind.

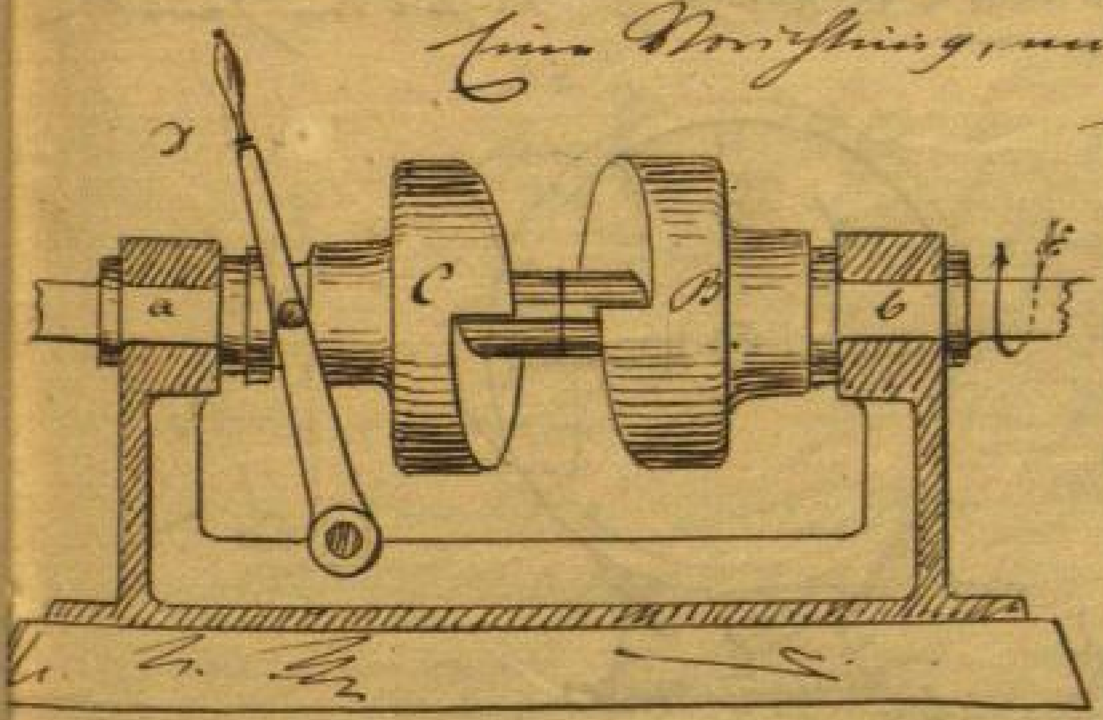
daß sie sich mit a drehen muß, sich aber leicht darauf verschieben läßt; wird nun während A sich stetig dreht, D einmal herüber zu B und einmal hinüber zu C geschoben so wird a einmal rechts u. einmal links herum gedreht.

Ein anderer Mechanismus zu demselben Zwecke wie Fig 1 u. 2 zu gebrauchen ist folgender:



A, B, C 3 Rollen.
C fest auf der zu bewegenden Axe c. B Losrolle. A fest auf c, aber innen ausgehöhlt. a ein Stirnrad fest auf c. b ebenfalls ein Stirnrad, fest am Gestell u. in a u. A eingreifend.
Wird C bewegt, so dreht sich c nach derselben Richtung, da c u. C fest verbunden sind. Ist der Riemen auf B, so läuft die Maschine leer. Wird nun A getrieben, so wird a durch b umkehrt, mit anderer Geschw. gedreht

Eine Vorrichtung, mit der man eine Maschine sehr rasch abstellen als auch in Gang bringen kann, ist folgende:



a u. b 2 Wellen, die so mittelst eines Zapfens ineinander verbunden sind, daß sie sich jede unabhängig von der andern drehen kann.
Hülse B fest auf b. Hülse C so mit a verbunden, daß sie sich mit a drehen muß, sich aber leicht darauf verschieben läßt.

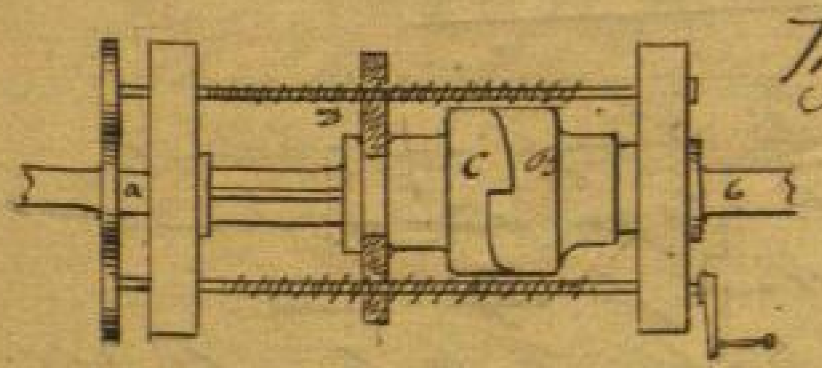


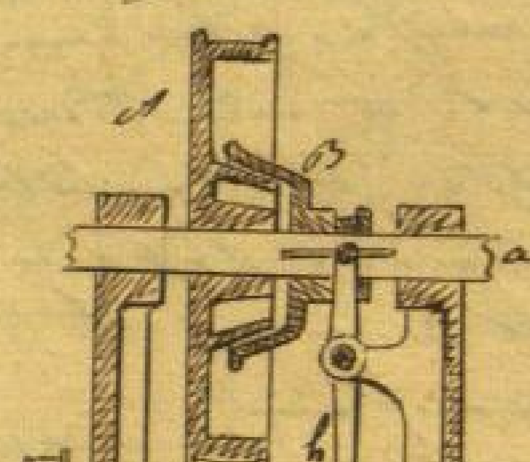
Fig IV.

Durch die Bewegung eines Hebels D der Curbel greifen die Zähne von C in die von B ein u. somit ist die Communication beider Wellen hergestellt. Handelt es sich um eine exacten Einrückg., so kann man Fig II anwenden,

bei der das Verschieben der Hülse C durch 2 mit Muttern versehenen Schrauben bewirkt wird.
Durch das Umdrehen der einen Schraube dreht sich auch die andere, in ein Rädchen, und dadurch wird zugleich die Hülse D auf c verschoben. Man begreift leicht, daß, wenn eben eine bedeutende Kraft dadurch übertragen werden soll, man nur eine kleine Kraft braucht, um die Hülse C auszulösen, da aber eine bedeutende Reibung zwischen den Zähnen stattfindet.

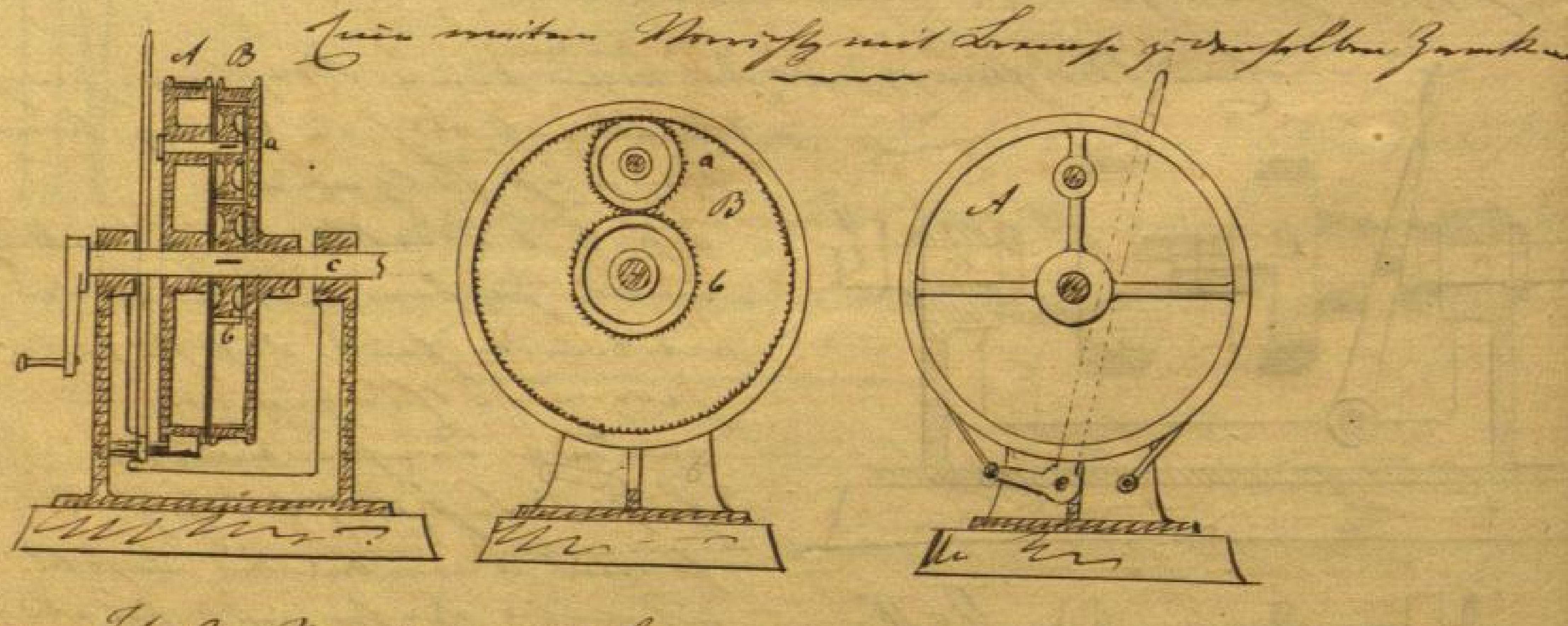
Ein anderer Mechanismus zum Abstellen u. Anlassen einer Maschine ist folgender.

N. I



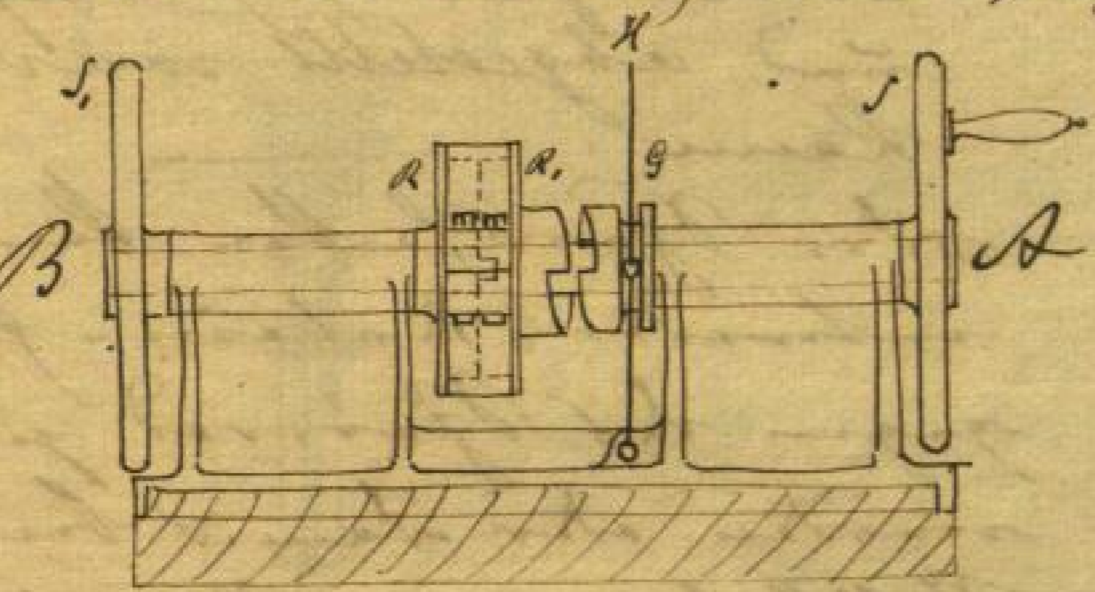
A eine Rolle die leer auf a läuft, dieselbe ist in ihrer Mitte einen Conus ausgedreht, auf den ein sich ein gedrehter Conus B paßt. B ist mit a so verbunden, daß er sich darauf verschieben kann, sich aber mit a drehen muß. Durch das Andrücken von B auf den Conus von A, wird eine so große Reibung erzeugt, daß die Welle a von der Rolle A mitgenommen wird. Schiebt man B wieder zurück, so wird die Maschine abgestellt.

Eine weitere Vorrichtung mit Bremse zu demselben Zwecke



Ist die Maschine in Bewegung, so ist die Bremse angespannt, so daß die Bremsrolle A bloß als Zapfenlager für a dient. Will man nun die Maschine abstellen, so läßt man die Bremse los, wodurch nun a sich um geht u. c stehen bleibt. B ist die Rolle, auf der der Riemen läuft. Sie ist frei um c drehbar und ist innen verzahnt.
b ist fest auf der zu drehenden Axe c. a ist auch befestigt.

B. I Der Gedanke die Kupplung einer Rolle A während des Laufes einer Welle a durch frictionsconi zu bewirken ist zwar dem Princip nach recht gut, da die Rolle A ganz allmählig in Bewegung gesetzt wird, allein es läßt sich nicht vollkommen realisiren, da bei nach eingetretener Kupplung sowohl in der Welle a, als auch am Angriffspunkte des Hebels h an den Stützpunkten ein seitlicher Druck entstehend bleibt der viel Reibung verursacht. ——— B. II. siehe folg: Seite



Kupplung durch Frictionsrollen und Einlösung mittelst Klatscher.

Es sollen eine Welle B auf der sich große Massen befinden, mit einer laufenden Welle A während deren Lauf gekuppelt werden, und zwar so, daß die Massen auf B nicht augenblicklich die Rotation von A annehmen müssen.

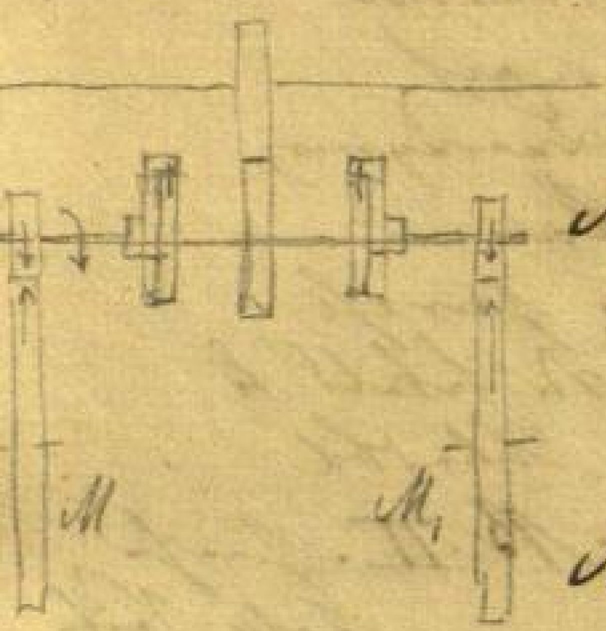
Frictionsrolle R fest auf B

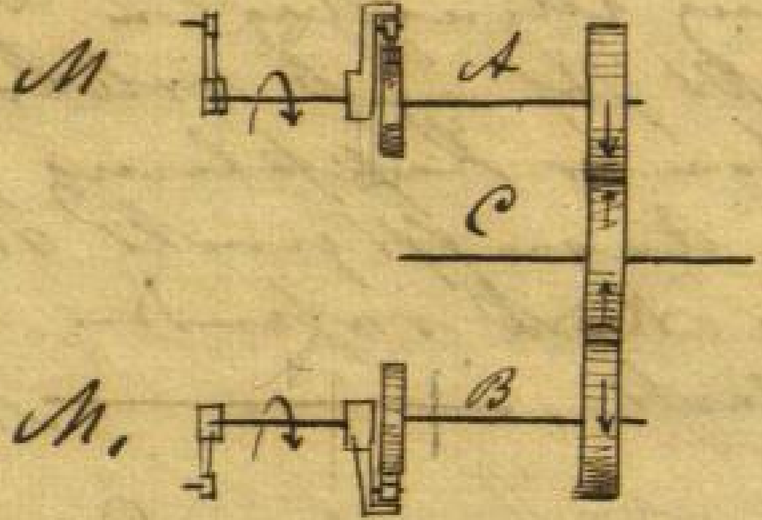
R_1 loose auf A

Klatscher g fest auf A, läßt sich aber hin u. her schieben

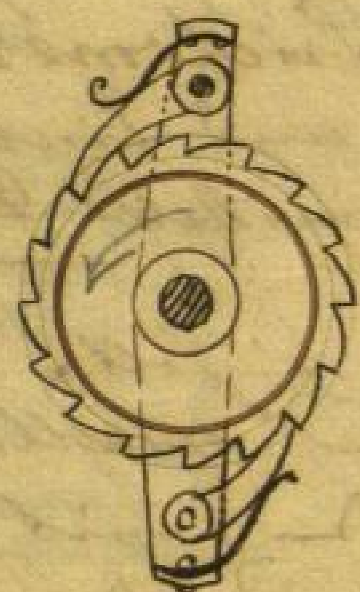
Um den zwei Frictionsrollen R und R_1 liegt ein Bremsband, das beide Rollen umfaßt und durch Schrauben so fest angeschraubt werden kann, daß die Reibung zwischen Band und Rollen gerade hinreicht den Widerstand in B zu überwinden. Wird nun der Klatscher während des Laufens von A eingerückt, so wird anfangs das Bremsband auf R schleifen und erst nach und nach die Massen auf B in Bewegung setzen.

Kupplung zweier Maschinen durch Sperräder u. Sperrhaken

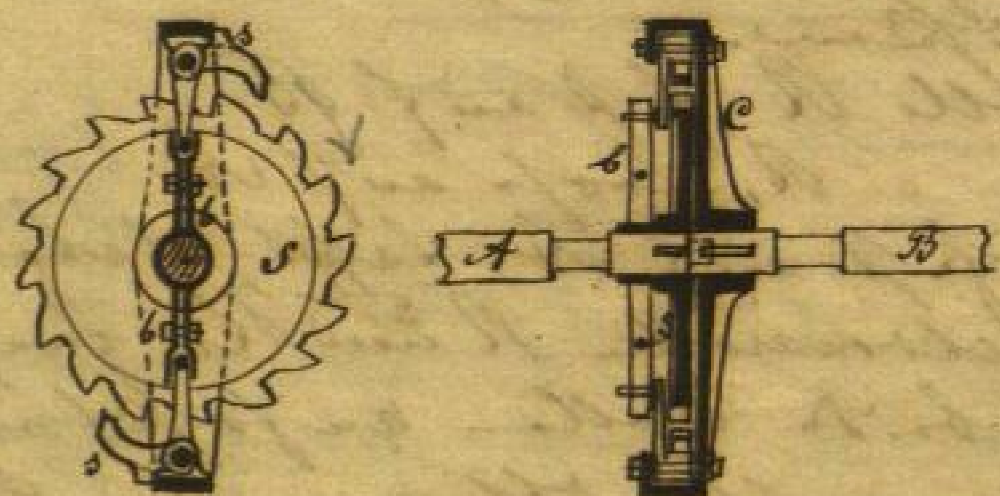




Es sollen zwei Maschinen M u. M₁ auf eine Axe ~~A~~ C transmittiren und zwar so daß jede Maschine für sich angelassen und abgestellt werden kann.

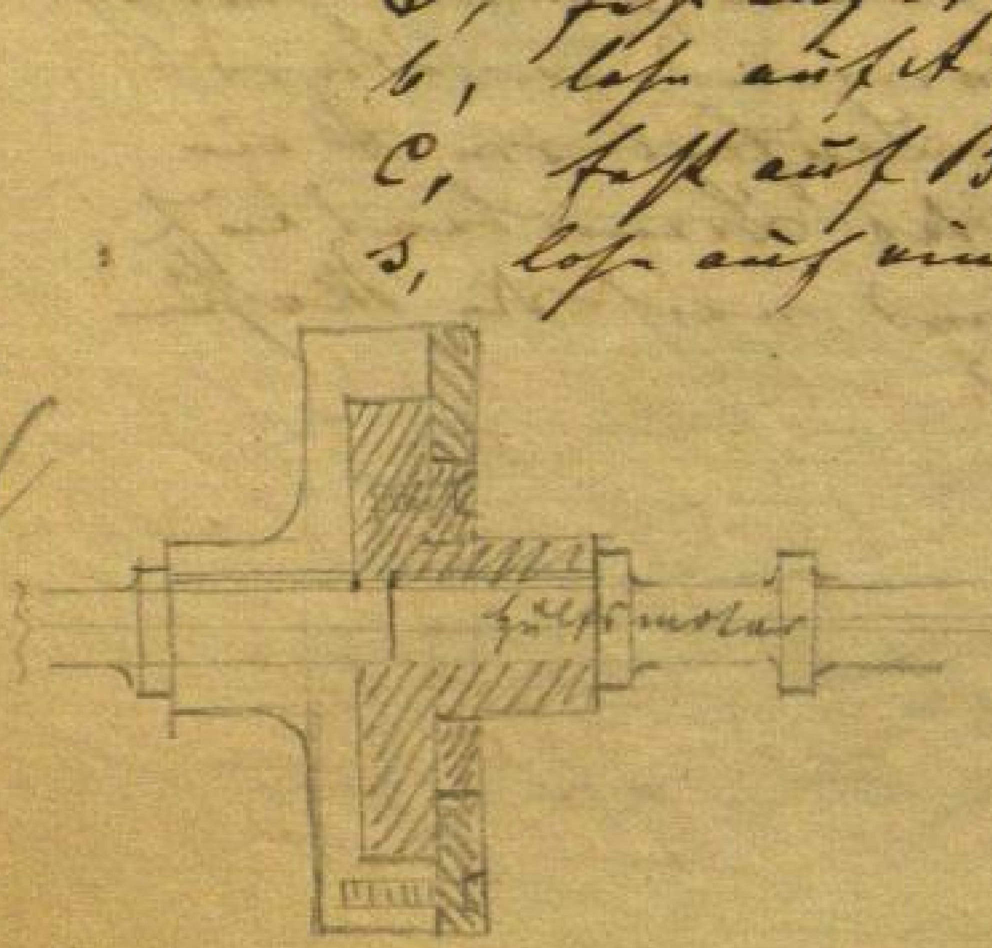


Der Sperrhaken kann entweder durch eine Feder gegen das Sperrrad gedrückt werden oder damit beim Stillstehen einer Maschine derselbe nicht fortwährend lärmt und von jedem Zahn wieder gehoben werden muß, von einer durch friction von der Axe A mitgenommenen Doppelgabel b aus und eingelöst werden.



S, fest auf A
b, lose auf A und nur durch Reibung mitgenommen
C, fest auf B.
s, lose auf einer Axe die in C festliegt.

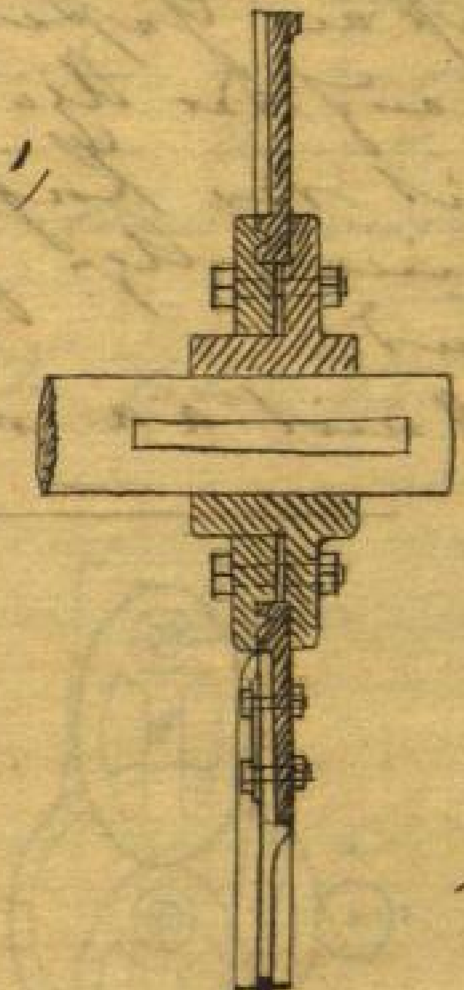
Uhlhorn's Kupplung



Der Hülfsmotor kann angel. u. abgest. werden während der Hauptmotor in Betrieb ist.

1, Frictionskupplung eines Schwungrades mit seiner Welle, um dasselbe bei heftigen Stößen gegen Armbruch zu schützen.

1,

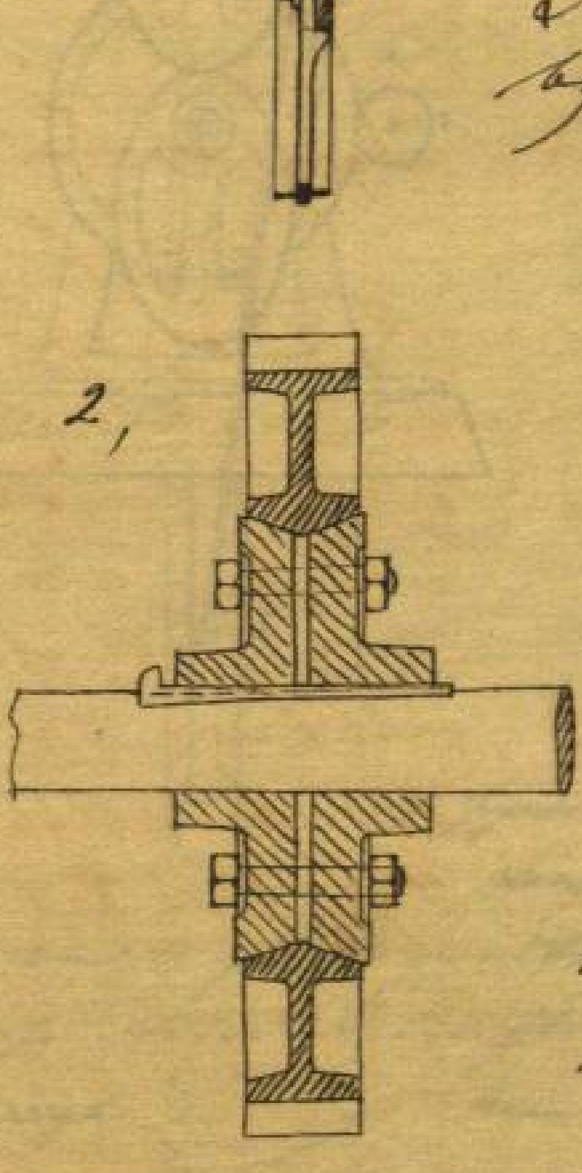


2, Desgleichen für ein Getriebe bei Walzwerken etc

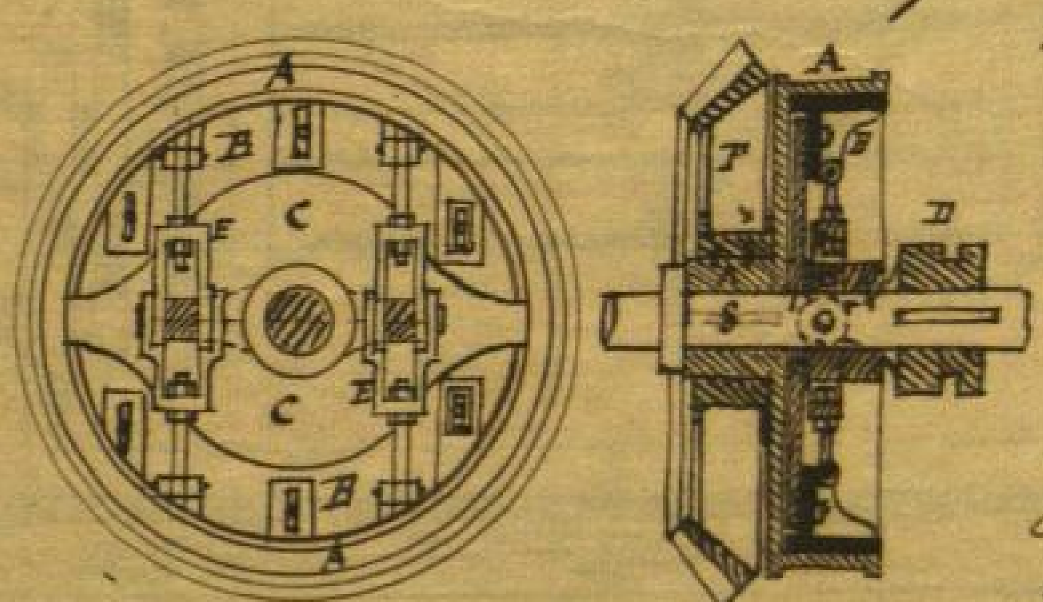
B II. siehe vorhergeh. Seite B I.

Improved frictional Coupling Apparatus by Mr. Francis Wrigley of York-Chambers Manchester.
Mech. Journal. 1859. Vol. IV. Pg. 135.

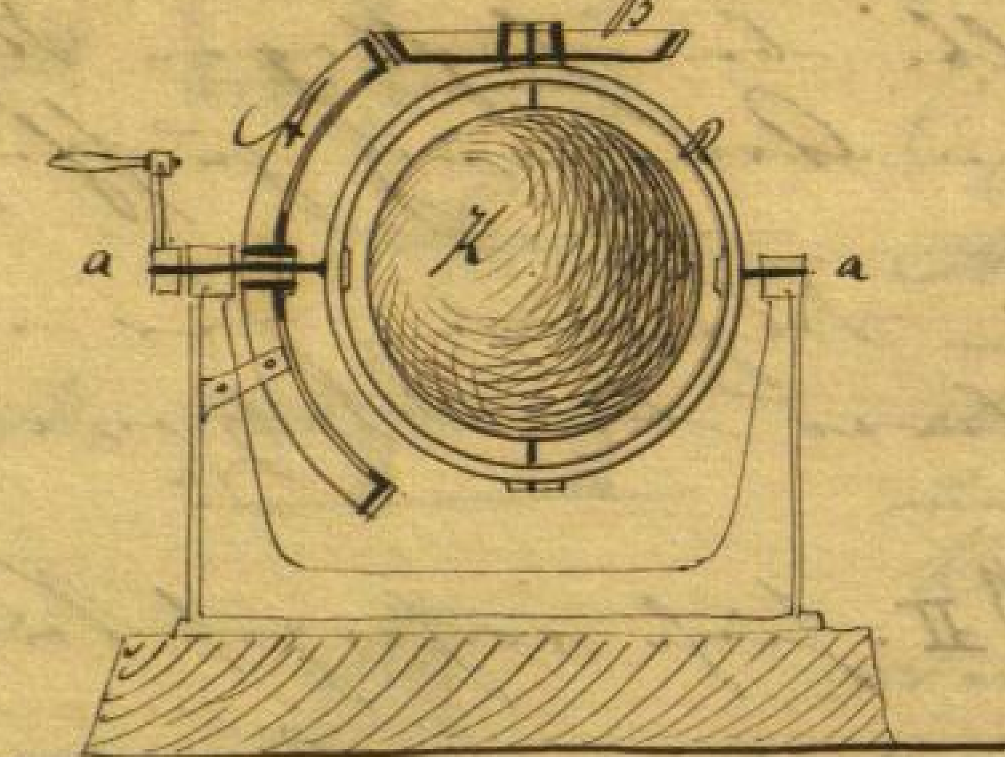
2,



D verschiebbare Büchse mit 2 Augen welche in 2 Hebel EE eingreifen und 2 Segmente BB entfernen oder nähern.
A Frictionsring lose auf der Axe und fest mit dem Rad F.
C eine Scheibe fest auf der Axe; dient dazu die Segmente BB zu führen.
Der Vortheil der Kupplung besteht darin, daß die Reibung der Hinrückhebel in der Büchse D und jede andere seitliche Reibung nach dem Ein & Ausrücken verschwindet, da durch die gerade Stellung der Doppelhebel EE die Segmente von selbst festgehalten werden. Durch Schrauben können diese Hebel genau justirt werden und so mit großer Feinheit jede beliebige Kraft übertragen werden.



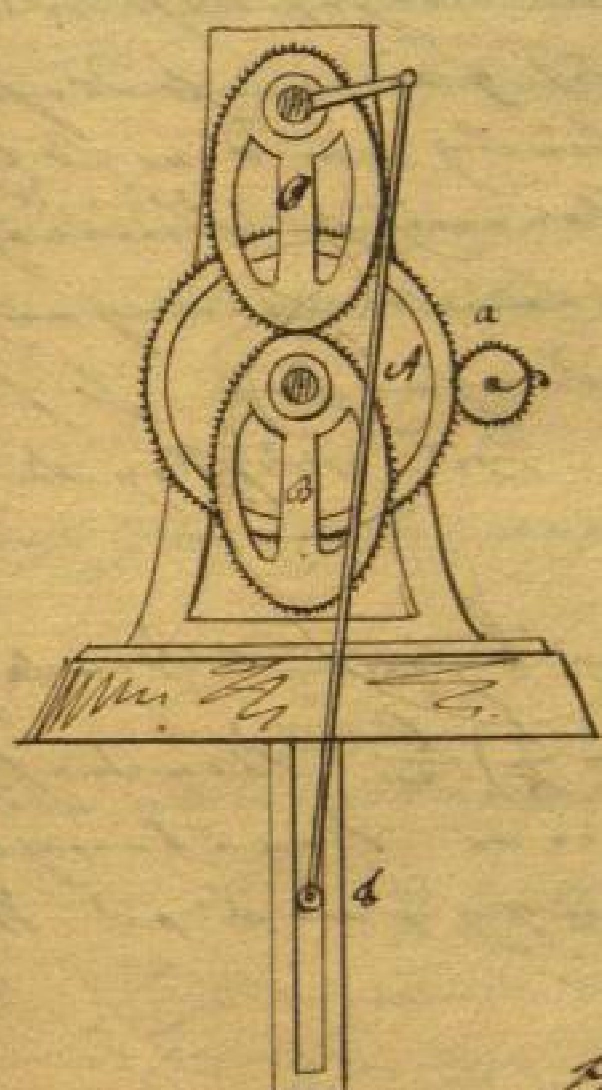
Bewegung einer Kugel um 2 Axen.



A fest am Gestell und lose auf der Axe
B mit der Kugel K auf seiner Axe fest sitzend.
K fest mit a a verbunden

Hierher gehört nun noch die früher bei den Differenzial-mechanismen angegebene Daum abstellmechanismus mit. Außer d. die 2 letzten Anordnungen, wird man aber selten anwenden, da man fast in allen Fällen, wo man sie anwenden könnte, man auch mit mehr Vortheil die Abstellrollen anwenden kann.

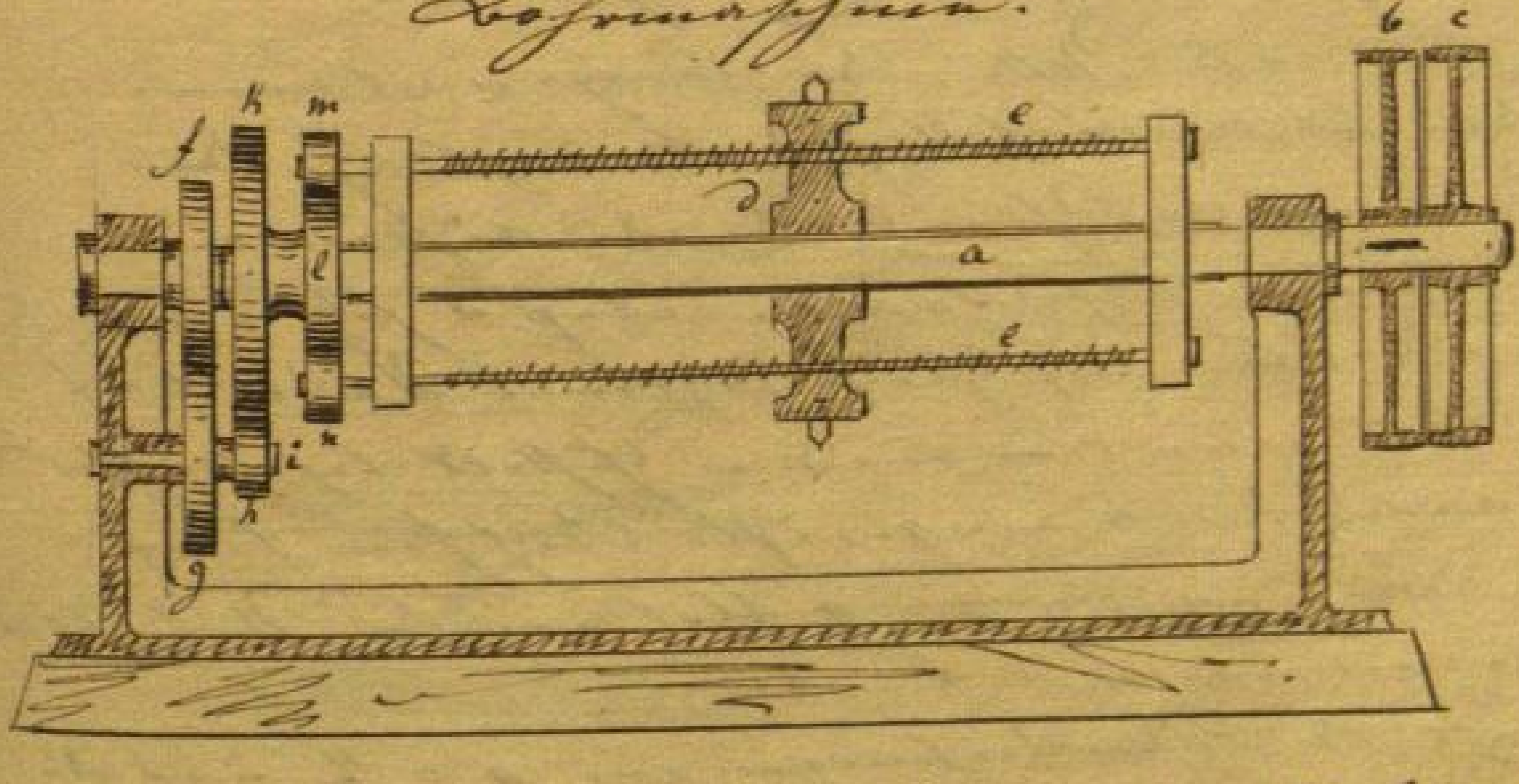
Wir haben hier noch einen Mechanismus zu erwähnen, den wir früher schon hätten erwähnen sollen, als von den Geradführungen die Rede war. Er dient dazu, um von a aus bei b eine solche ~~gleichförmige~~ verticale Bewegung hervorzubringen, T. daß bei dem Niedergang b langsam und beim Aufgang b dieselbe schnell geht, was besonders bei Arbeitsmaschinen oft verlangt wird.



a treibt ein kleines Stirnradel, das mit dem elliptischen Rad B fest verbunden ist. Die Curbel, die b bewegt, ist fest an einem 2ten Ellipt. Rad C, das gegen das erstere B, so gestellt, daß, wenn die Curbel vertical steht, sie abwärts sich bewegt ~~[illegible]~~, die Bewegung C langsam ~~[illegible]~~ schnell ist, und wenn die Curbel ~~horizontal~~ steigt, ~~fast~~ dieselbe ~~langsam~~ schnell vor sich geht. T beim Niedergang langsam und beim Aufgang schnell bewegt.

Es ist leicht zu begreifen, daß also wenn bei a gleichförmig gedreht wird, C ungleichförmig, dagegen b sich ~~gleichförmig~~ T ~~bewegt~~.

Bohrmaschine.



Bei dieser Bohrmaschine handelt es sich darum den Bohrkopf d, während seiner Drehung mit der Axe a zugleich horizontal auf der Axe fortzubewegen. Um diese Bewegung einzuleiten bringt man folgenden Mechanismus an. Ein Rädchen f, das fix auf der Axe a ist greift in ein gleich großes g ein, das sich um um einen, an dem Gestell befestigten Zapfen i drehen kann. Mit g ist das Rädchen h fest verbunden, u. dieses letztere greift in ein, frei auf der Axe a bewegliches Rad k, das wieder fest mit dem Rädchen l verbunden ist. l greift in 2 Triebräder m m, an deren Axen die d zur horizontalen Bewegung von d bestimmten Schrauben e e sind.

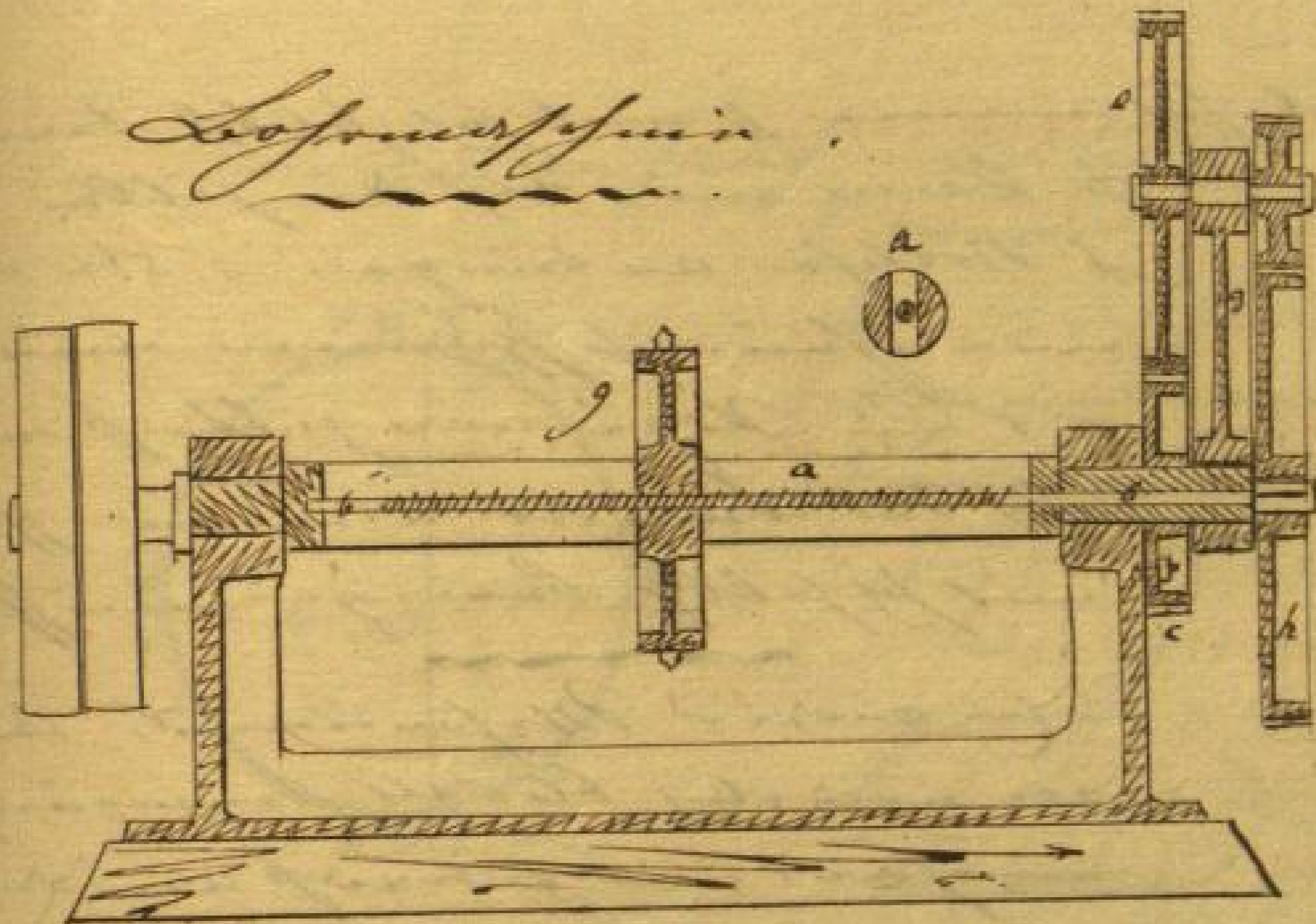
b ist die Triebrolle, von der die Bewegung ausgeht, u. c eine Leerrolle, um die Maschine abzustellen.
Denken wir uns, l mache gerade soviel Umdrehungen wie a, bei der Bewegung, so sieht man leicht, daß die Zwecke e e relativ zu d betrachtet sich gar nicht drehen, folglich auch keine horizontale Verschiebung von d erfolgt. Es kommt also blos auf die Differenz der Umdrehungen von a u. l an, wie groß die fortschreitende Bewegung von d ist. Es mache nun a, $\frac{n}{a}$ Umdrehungen, so sind die Umdrehungen von l od. $\left(\frac{n}{l}\right) = \left(\frac{n}{a}\right)\frac{h}{k}$. Die Differenz der Umdrehungen von a u. l sind daher:

$\left(\frac{n}{a}\right) - \left(\frac{n}{a}\right)\frac{h}{k} = \left(\frac{n}{a}\right)\left(1 - \frac{h}{k}\right)$. Macht aber l soviel Umdrehungen relativ zu a, so machen m, $\left(\frac{n}{a}\right)\left(1 - \frac{h}{k}\right)\frac{l}{m}$ Umdrehungen u. folglich wenn s die Höhe eines Schraubenganges ausdrückt, die horizontale Bewegung von d od. W

$$W = \left(\frac{n}{a}\right)\left(1 - \frac{h}{k}\right)\left(\frac{l}{m}\right)s.$$

Eine andere Art von Bohrmaschinen, die blos ein Zwischenrad haben, um die horizontale Bewegung des Bohrkopfes hervorzubringen ist folgende:
a ist die Axe, die in der Mitte, der Länge nach einen Schlitz hat, in dem sich der Bohrkopf g bewegt. In dem Centrum der Axe liegt die Schraube b, die außen ein Rad h fest (auf seinem Kopfe) trägt. Auf a sitzt ein Gürtel d fest, der oben auf ihren Zapfen 2 Räder e f trägt, wovon das eine e in ein am Gestell befestigtes Rad c, u. das andere f in h eingreift. Auch hier hängt die horizontale Bewegung von g blos von dem Unterschied der Umdrehungen von a u. b ab.
Es sei die Anzahl der Umdrehungen von $a = \frac{n}{a}$ und die von $b = \frac{n}{b}$. Man denke sich nun das ganze Gestell,

Lochmaschine.



wird Alles vor
Darauf ist um
$\frac{n}{a}$ Umdrehungen
zurückgedreht,
so steht (a) also auf
d Spill. und b
macht $\frac{n}{b}-\frac{n}{a}$
nach der einen
Richtg od. $\frac{n}{a}-\frac{n}{b}$
nach der entgegen-
gesetzten.
Dreht der

Rädchen e ist jetzt blos als Zapfenlager. Die Umdrehungen von e etc. sind aber jetzt, da c, $\frac{n}{a}$ Umdrehg macht

$$n_e = \left(\frac{n}{a}\right)\frac{c}{e} \quad \text{und daher die von } h = \left(\frac{n}{a}\right)\left(\frac{c}{e}\right)\left(\frac{f}{h}\right)$$

Diese sind aber auch $= \left(\frac{n}{a}\right)-\left(\frac{n}{b}\right)$ wie oben, folglich

$$\text{ist } \left(\frac{n}{a}\right)-\left(\frac{n}{b}\right) = \left(\frac{n}{a}\right)\left(\frac{c}{e}\right)\left(\frac{f}{h}\right) \quad \text{u. folg } \left(\frac{n}{b}\right) = \left(\frac{n}{a}\right)\left(1-\left(\frac{c}{e}\right)\left(\frac{f}{h}\right)\right)$$

Oder die relative Anzahl Umdrehg von b gegen a

$$\text{d.i. } n_b - n_a = \left(\frac{n}{a}\right)\frac{c}{e}\cdot\frac{f}{h}.$$ Und wenn s wieder die Höhe eines Schraubenganges bedeutet, so ist die fortschreitende Bewegung von g: od W

$$W = \left(\frac{n}{a}\right)\left(\frac{c}{e}\right)\left(\frac{f}{h}\right)\cdot s.$$

Parallelbewegungen.

Sollen 2 Lineale A u. B immer # miteinander bewegt werden, so verbindet man sie (Fig I) mit 2 # und gleich großen Stäben a u. b, die sich um die Punkte cedf leicht drehen lassen.

Fig I.

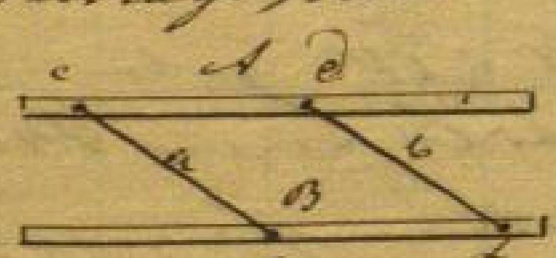
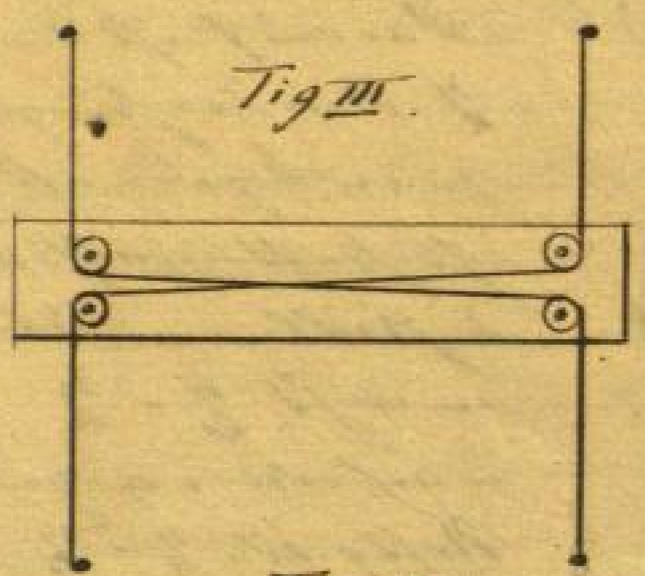


Fig II.

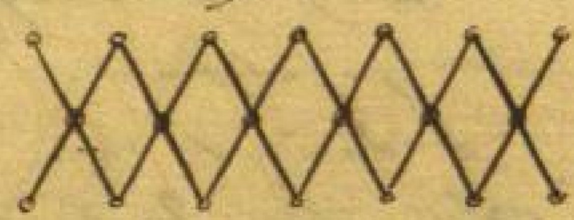
Oder man läßt 2 Stangen a u. b (Fig II), die sich um C drehen, durch Stifte in Schlitzen der Lineale gleiten. natürlich müssen die Stangen nicht gl. lang u. außerdem muss

m = n u. o = p sein.

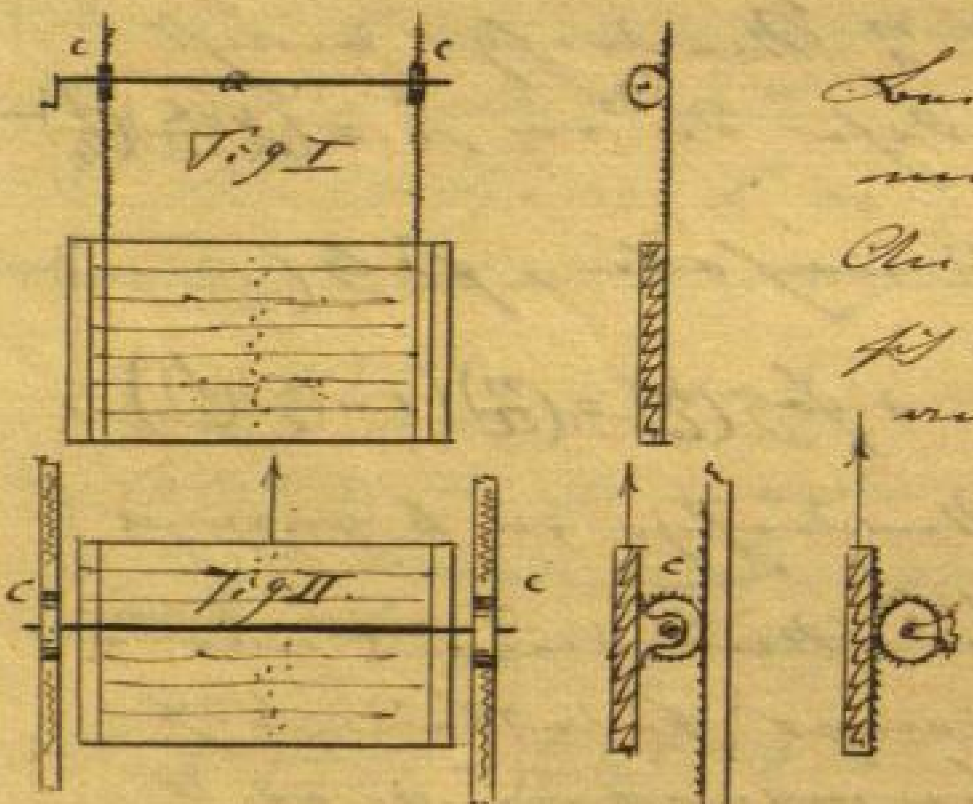
Soll ein Lineal sich immer ∥ mit sich selbst bewegen, so kann man auf demselben 4 Röllchen anbringen u. über diese eine Schnur so spannen, wie es die Figur angibt, so wird sich das Lineal immer ∥ mit sich selbst bewegen müssen.

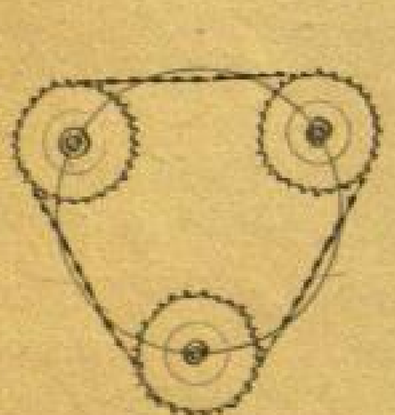


Ein anderer Mechanismus, der aber natürlich bloß als Bewegungsmechanismus nicht gebraucht werden kann ist der in Fig IV.
Die Anwendung ist für sich klar



Bei Schützenaufzügen wendet man folgenden Parallelzug an. An einer Welle a (Fig I) befinden sich 2 gleich große Triebe c c, die in 2 an der Schütze angebrachte Stangen eingreifen. Oder wenn man bloß eine Zugstange anwenden will, befestigt man unten an der Schütze eine Welle mit 2 Trieben cc die beim Aufziehen in 2 angehefteten Stangen laufen. Man kann es auch umgekehrt anbringen die Stangen an der Schützenw. die Triebe an der Bau.





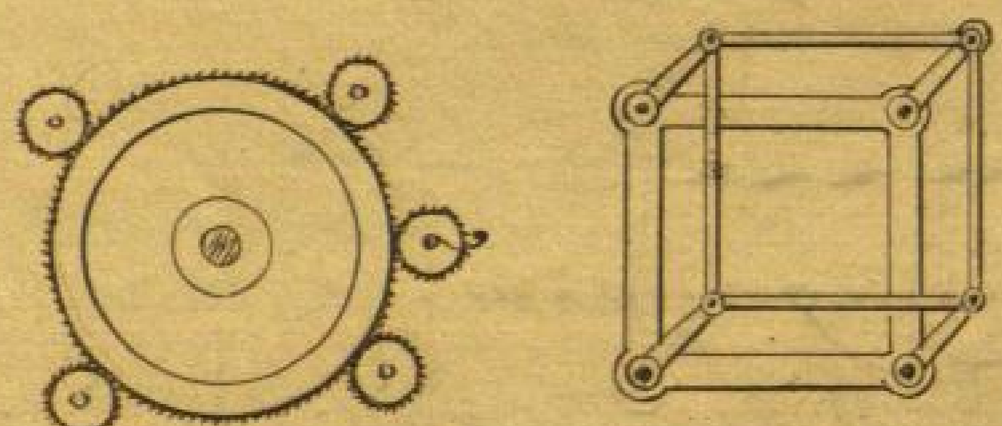
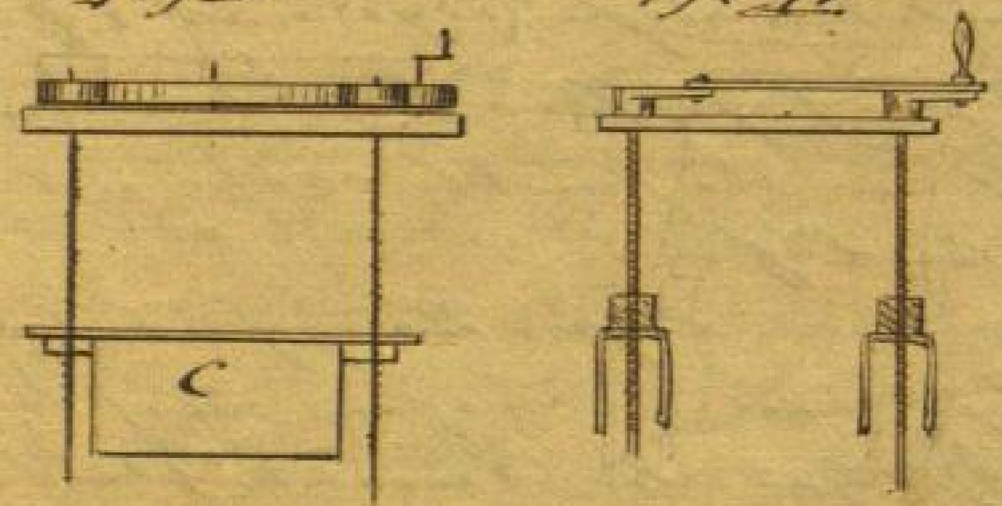
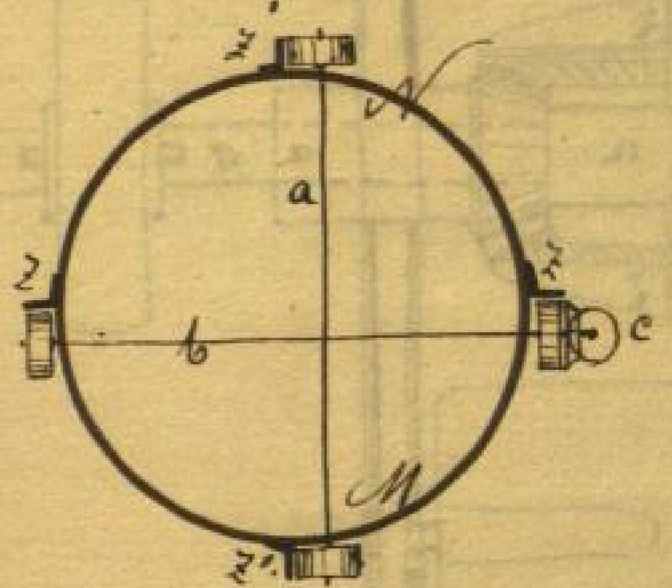


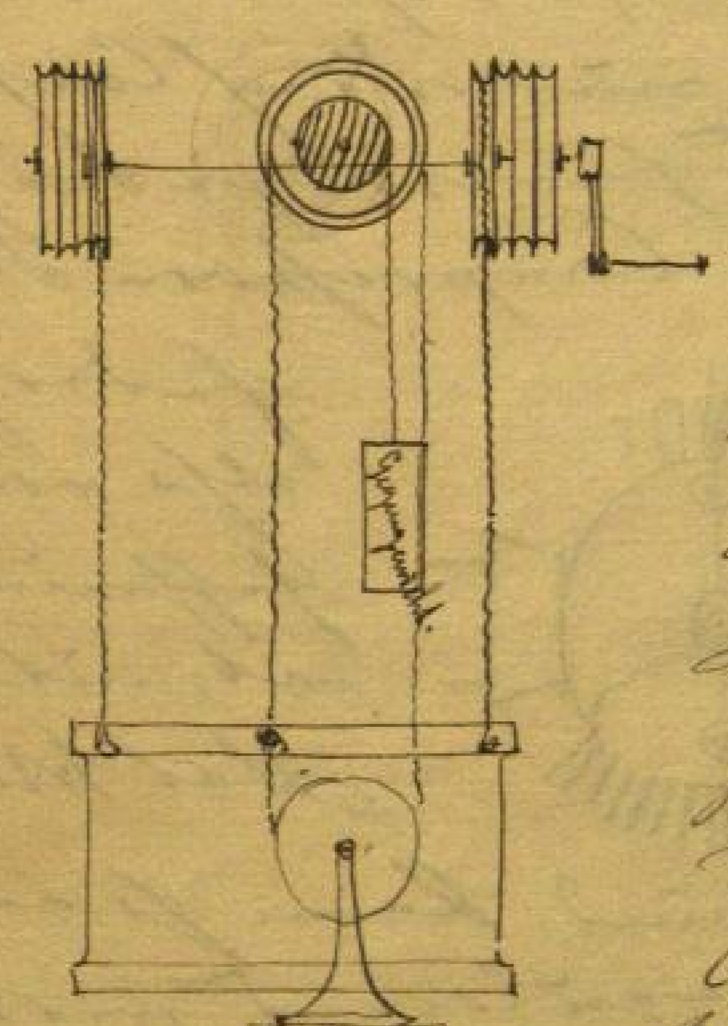
Fig III u IV. geben ein Bild einer Mechanismus um eine ganze Fläche C immer ∥ mit sich selbst in die Höhe zu schrauben. Bei Fig III geschieht es mittelst Zahnräder, u Fig IV mittelst Kurbeln.



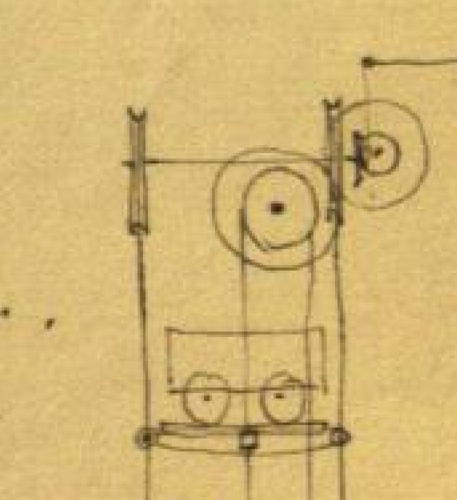
Rundschützenaufzug mittelst 4 Zahnstangen



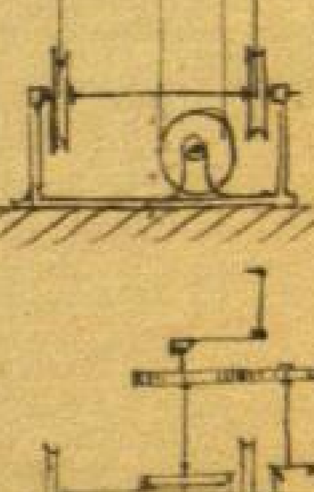
Durch das conische Zahnrad C wird einer Axe b Bewegung ertheilt, die zwei Zahnräder trägt. Diese zwei Zahnräder greifen in Zahnstangen zz ein welche am Schütze befestigt sind, und bewegen so denselben auf oder ab. Damit aber eine der Seiten nicht hinter der andern zurückbleibt, sich steckt, so sind beide Seiten M, N abermals durch Zahnstangen versehen in die zwei Zahnrädchen eingreifen welche beide auf einer Axe a festgekeilt sind. Diese Axe wird nicht mitgetrieben sondern durch die Zahnstangen z'z' mitgeschleppt und hat nur den Zweck ein Festklemmen einer Seite zu verhüten, die zwei Seiten N u. M parallel mitzuführen.

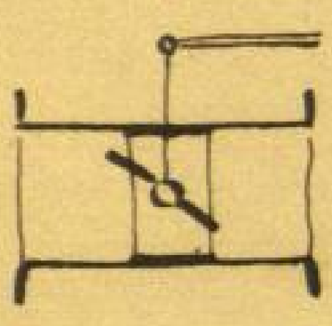


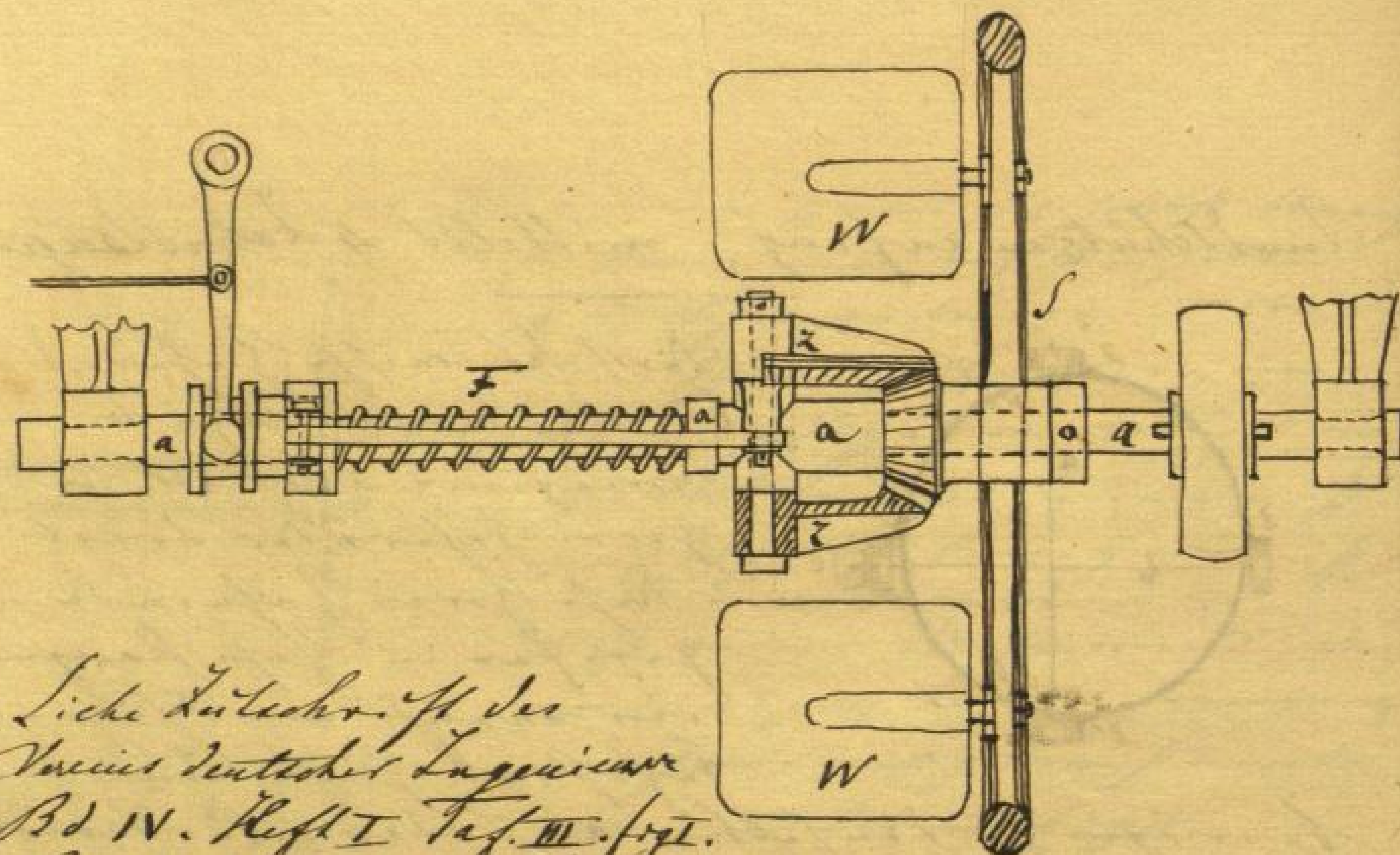
Ist der Hub des zu hebenden Gegenstandes groß, so genieren die Zahnstangen da sie sehr lang werden und viel Raum brauchen. Man wird in dem Fall die Einrichtung besser durch Ketten und Trommeln herstellen können, wie nebenstehende Skizze zeigt.



Oder man wird die Zahnstangen feststellen und die Zahnräder an dem zu hebenden Gegenstand laufen lassen.



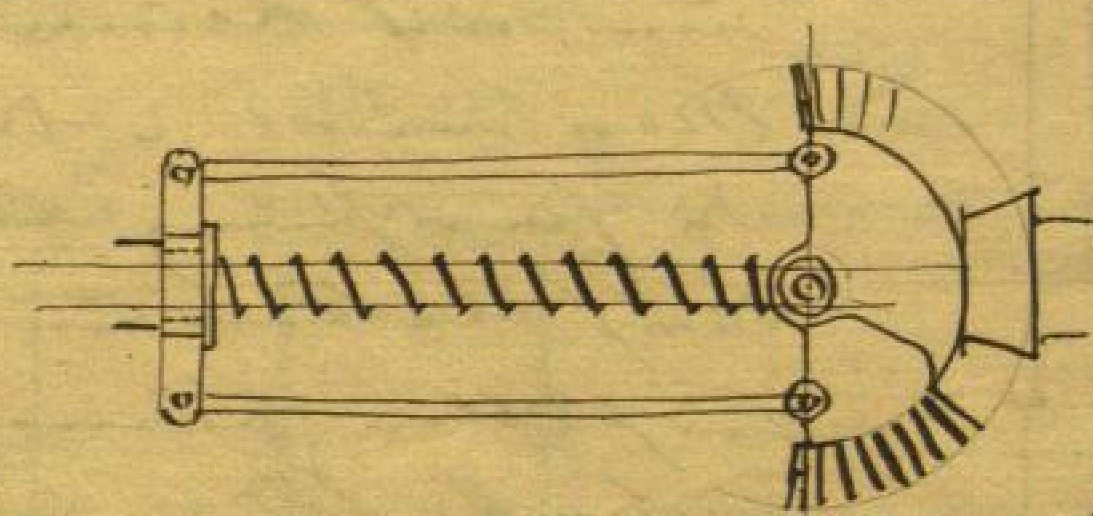




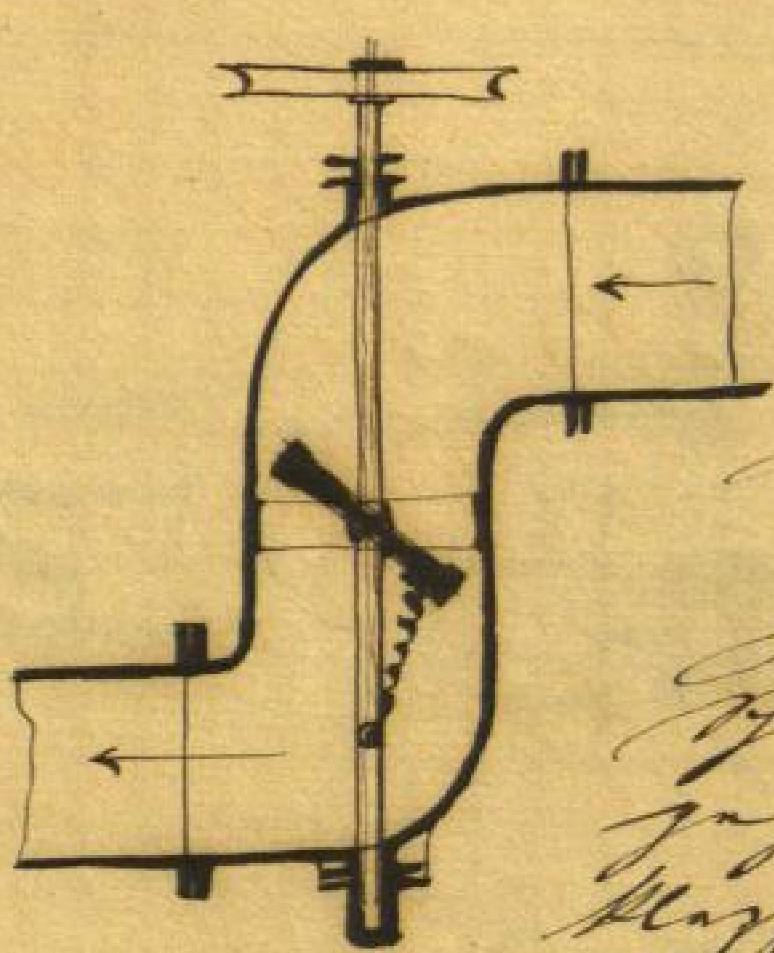
Siehe Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure Bd IV. Heft I Taf. III. fig I. Pag. 20. — J. 1860.

Silvers Patentregulator für Locomobile und für Schiffsmaschinen. Der Regulator ist unabhängig von der Lage seiner Axe.

Ein Schraubenrädchen S mit Windflügeln W.W. wird von einer getriebenen Axe a durch 2 Zahnrädchen ZZ, welche sich mit der Axe im Kreise herum bewegen, derart mitgenommen, daß der Druck zwischen den Zähnen nur durch Compression einer Spiralfeder F hervorgebracht werden kann. Die Compression der Feder hängt also von der Geschwindigkeit ab, mit der das Windrad



getrieben wird und kann so auf die Dampfklappe regulirend wirken. Dem Schraubenrädchen gibt man circa 2'6" Durchm. einen 2"igen Ring & 180 Touren

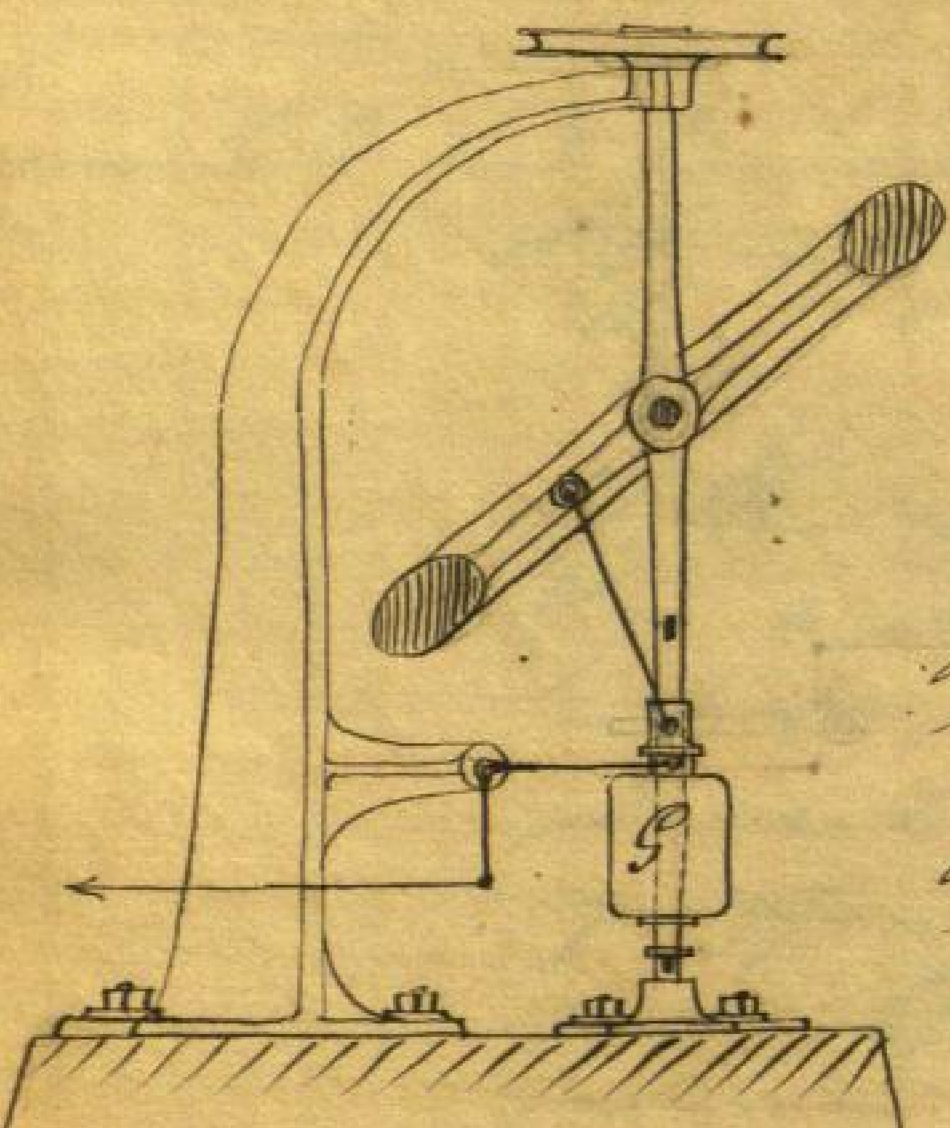


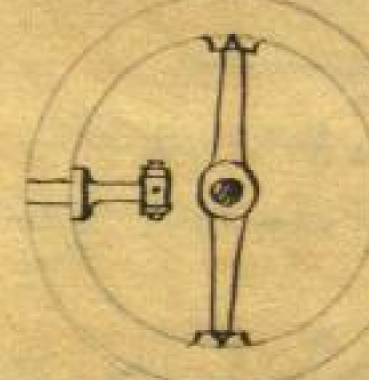
Regulator-Schwung-Dampf-Klappe

Siehe Mech. Journal Oct. 1859 Vol IV. Pg. 183.

Der unten beschriebene Schwungring wird als Scheibe gegossen und direkt als Dampfklappe angewendet.

Schwungring Regulator.





Ein Schwungring der so an eine vertikale rotirende Axe angehängt ist, daß er sich leicht um einen seiner horizontalen Durchmesser drehen kann, kann als Regulator gebraucht werden wenn man ein Gewicht G so auf den Rad wirken läßt daß er denselben schief stellt. Je schneller sich die Axe dreht desto horizontaler wird sich der Ring stellen.

Das Gewicht G darf nicht in den Schwungring selbst angebracht werden da die einseitige Wirkung der Centrifugalkraft eine veränderliche Unruhe und Abnützung in den Apparat bringt.

Windflügel-Regulatoren

Fig I.

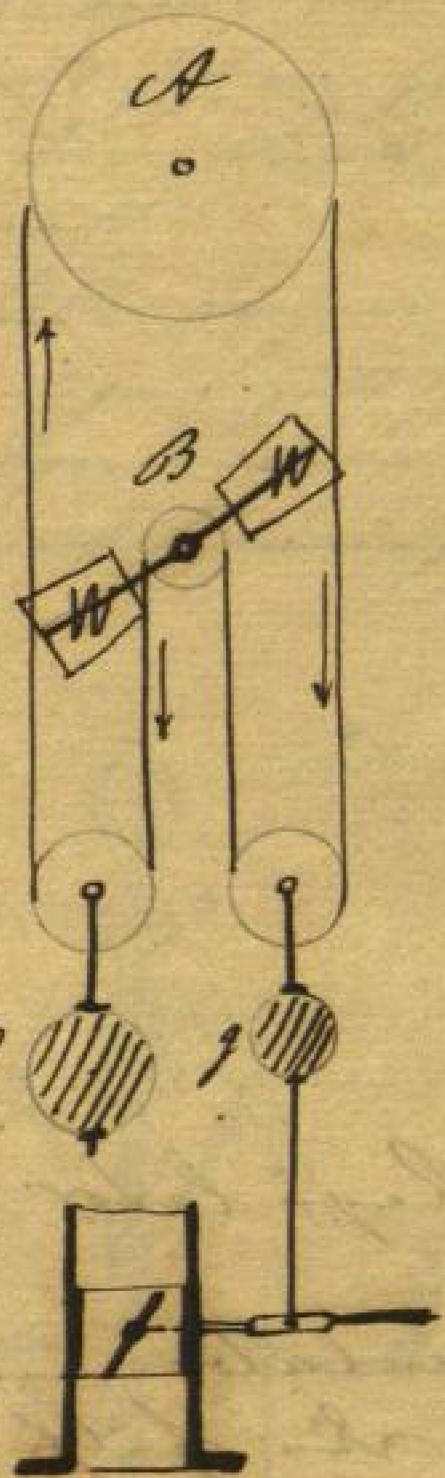


Fig I. Regulator von Mr. Benjamin Hick jun. of Bolton patentirt. 1841.

A von der Maschine getrieben
B durch hängende Rolle ebenfalls mit der Maschine in Verbindung
WW Windflügel, welche stets die gleiche Geschwindigkeit haben.
Verändert A seine Umfangsgeschw. so heben und senken sich die Gewichte G und g, welcher letztere den Dampfzufluss regulirt.

Fig II. Von demselben

die Windflügel WW sind durch Reibung von einer verticalen Schraube S mitgenommen welche von der Maschine aus getrieben wird. Geht die Spindel schneller so schraubt die Spindel die Flügel in die Höhe und schliesst die Dampfklappe.

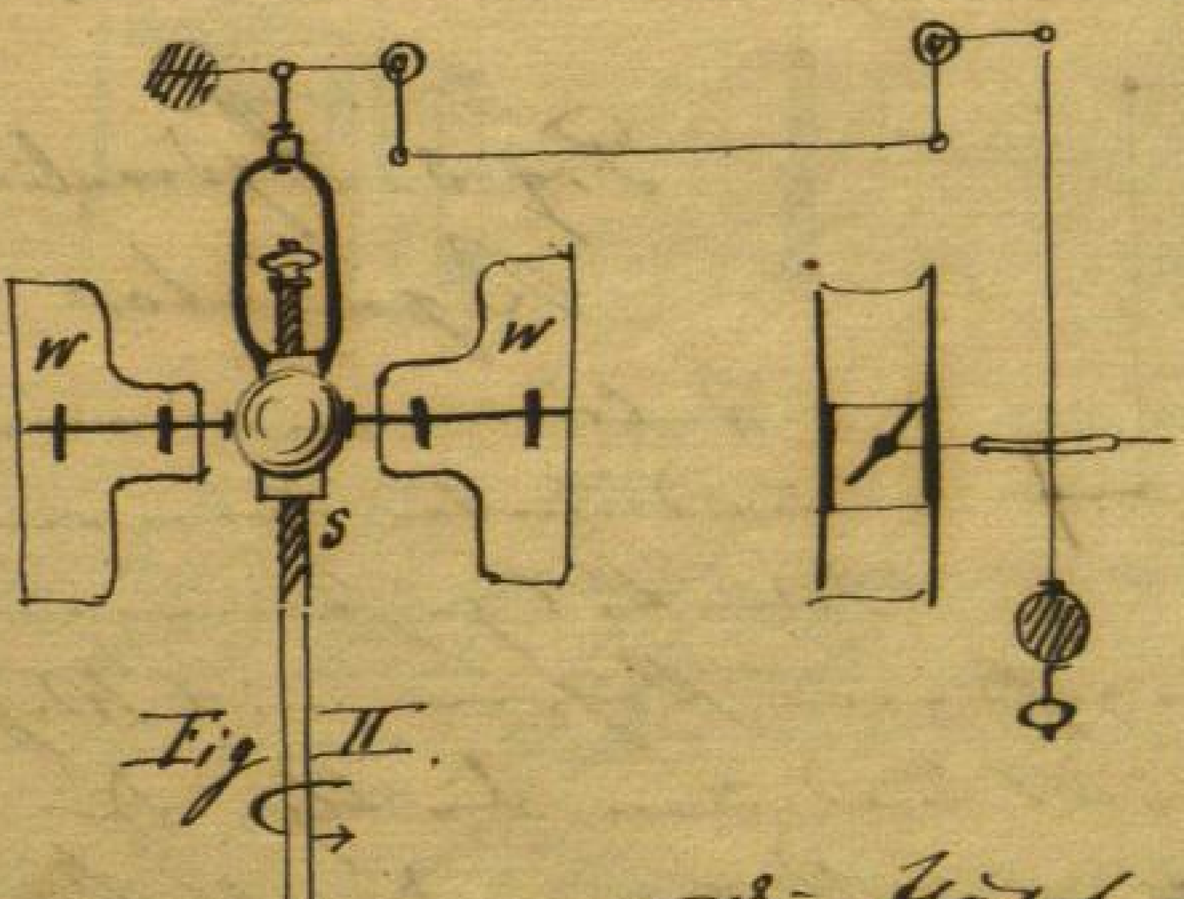
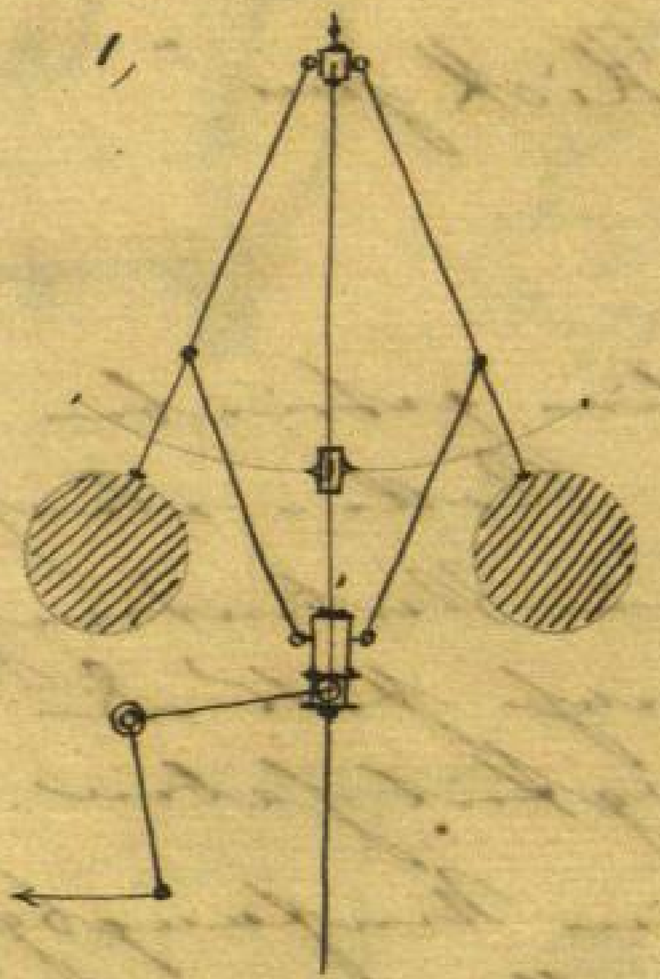


Fig II.

Siehe: Engineer and Machinist's assistant" Blackie" and son Warwick square London. MDCCCXLVII.
Pl. CIX Fig. 18. 19.

Zusammenstellung von Regulatoren.

1,



2,

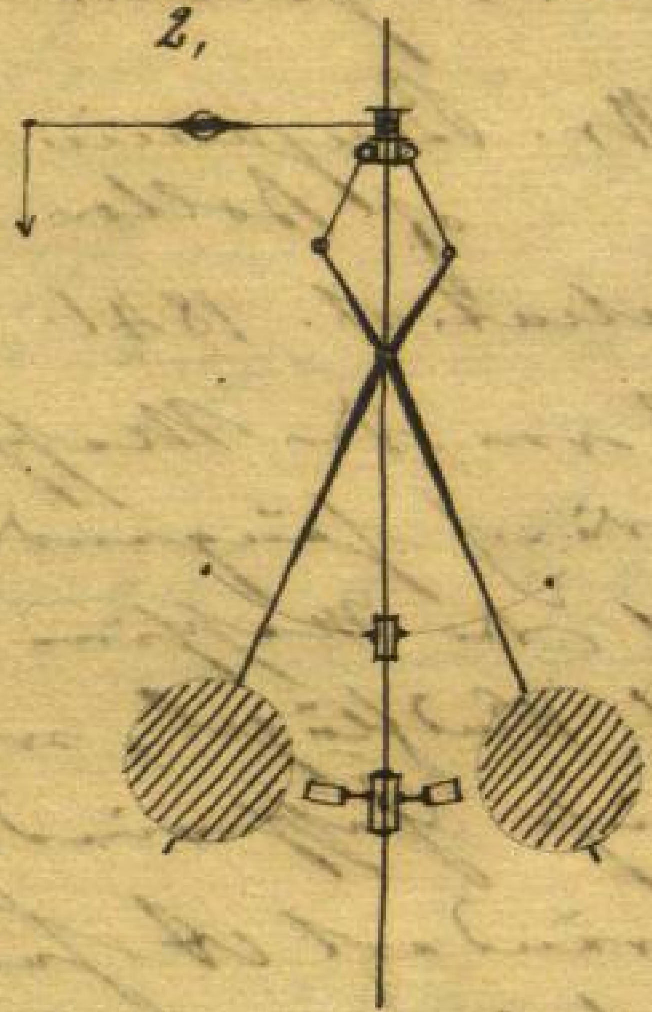


Fig. I. Der gewöhnliche Watt'sche Regulator mit hängender Hülse und Zugstangen.
Fig. 2. Verbesserter Watt'scher Regulator mit balancirtem Stangenwerk. Die Hülse dient zugleich als Balancirung der Pendelstangen.

3,

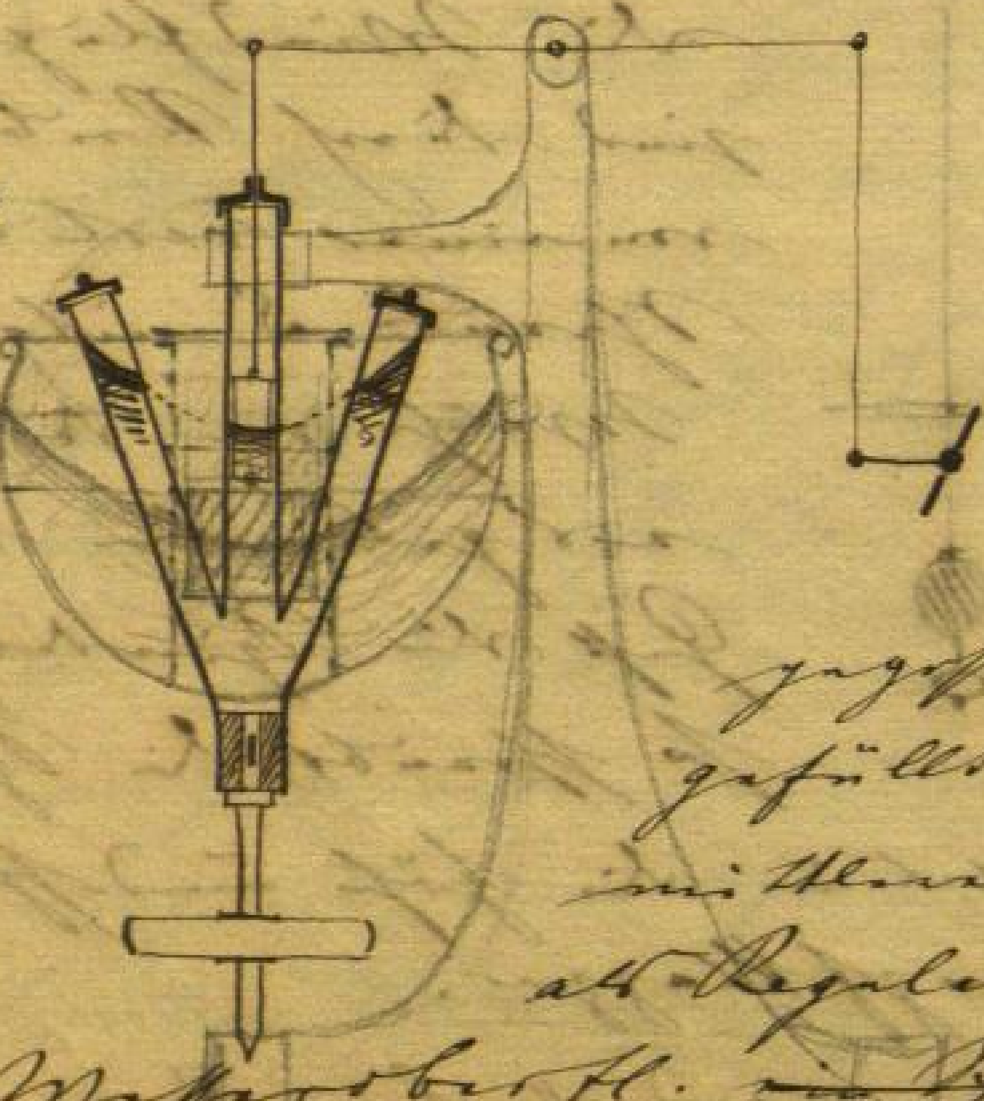


Fig 3. Hydraulischer Regulator

3 communicirende und unter einem Winkel zusammengegossene Röhren mit Wasser gefüllt und um die Axe der mittleren Röhre gedreht können als Regulator wirken wenn auf der Wasseroberfl. ~~[illegible]~~ der mittl. Röhre ein Schwimmer angebracht wird.

Regulatoren

Zu diesen gehören: 1. Alle Mechanismen, die eine Regulirung der motorischen Kraft bewirken, daß die die Kraft sich vergrößern läßt, wenn die Maschine langsam geht u. die Kraft vermindert, wenn die Bewegung zu schnell vor sich geht.

2. Alle diejenigen, die eine Regulirung der Massenbewegungen zum Zweck haben. Die Regulirung kann im allgemeinen nur minder durch Massen regulirt werden, wie durch Schwungräder, Gegengewichte u.s.w.

Fig. I stellt einen Regulator dar, der zur Regulirung einer von Wasser getriebenen Maschine dient. Die Rolle b steht mittelst Riemen mit der zu regulirenden Welle a in Verbindung. Durch 2 Kegelräder m u. m wird die Axe c, die immer fest ist, bewegt, welche die Kugeln e, e, die sich um das feste Scharnier

Fig. I.

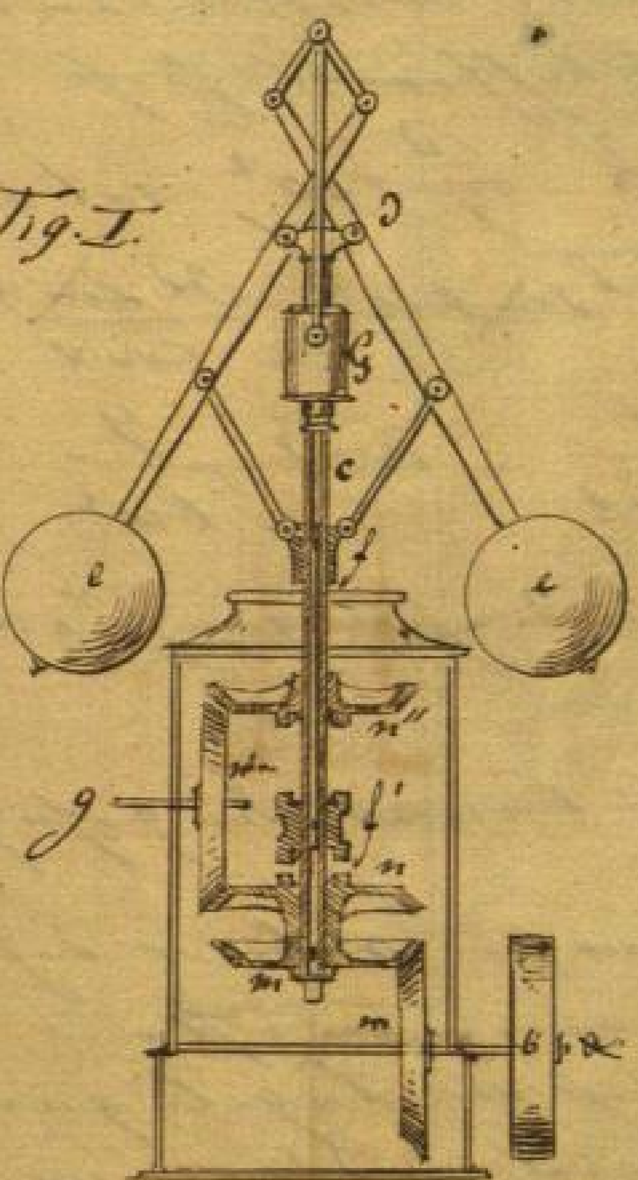
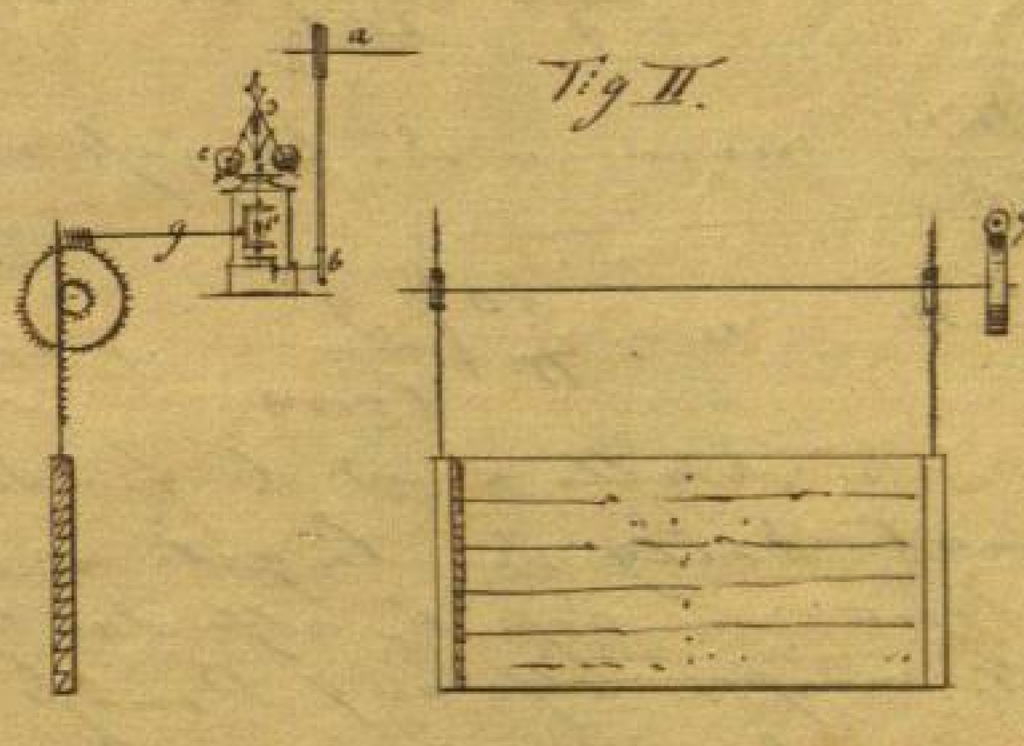


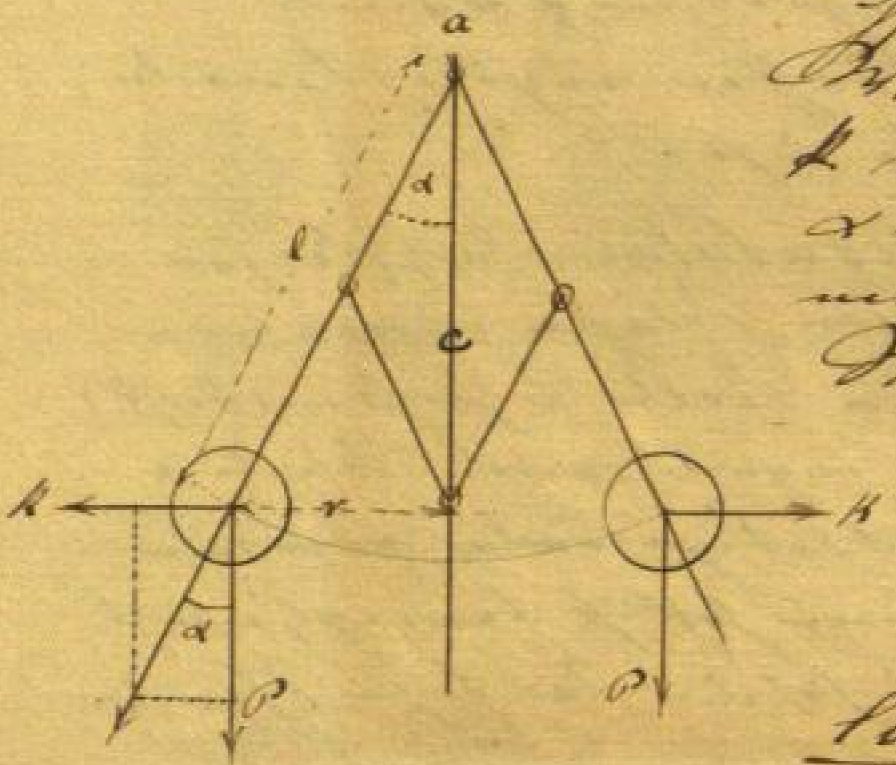
Fig. II.



drehen können, mit sich nimmt. Mit dem Gestänge der Kugeln ist eine Hülse f in Verbindung. Diese Hülse f ist mit der gezahnten Hülse f' von einem, sich in der festen Welle c bewegenden, Ringchen umgestellt. Bei den Hülsen, so wie das Ringchen sind beide auf c verschiebbar. Geht nun a zu schnell, so werden die Kugeln durch ihre Centrifugalkraft auseinander getrieben, heben die Hülse f u. f', und lassen bei einem gewissen Punkt f in n' eingreifen, wodurch die Welle g mittelst eines Sternrades den Schützen zudreht. Geht a zu langsam, so wirkt f' auf das untere Rädchen n, das ebenfalls wie das obere n' mit den auf f' eingreifenden Zähnen versehen ist, u. dreht g umgekehrt, wodurch der Schützen aufgeht.

G ist ein Gegengewicht für die Hülse, das sich auf c verschieben läßt. Bei Dampfmaschinen wirkt die Hülse auf einen Hebel, der die Drosselklappe entsprechend stellt. Wo die [illegible], wird wohl hier nicht zu erwähnen sein.

Bei diesen Art Regulatoren ist nun zu ermitteln, wie schnell b sich drehen muß, damit die Kugeln in ihrer Stellung (normalen) sind, wo die Hülse f weder oben d noch unten e anstößt.



Ist P das Gewicht einer Kugel, w die Winkelgeschwindigkeit der Axe c also der Kugeln, k die durch w hervorgebrachte Centrifugalkraft, α der Winkel, den die Kugelstange mit c macht, r der Radius des Kreises, den der Mittelpunkt einer Kugel beschreibt; so ist:

$$Z = P\,tg\,\alpha \quad u. \quad Z = \frac{P}{g} r w^2 \quad r = l \sin\alpha$$

$$\frac{P}{g} r w^2 = P\,tg\,\alpha, \quad \frac{P}{g} l \sin\alpha\, w^2 = \frac{P \sin\alpha}{\cos\alpha}$$

$$\frac{l w^2}{g} = \frac{1}{\cos\alpha} \quad od: \quad w^2 = \frac{g}{l\cos\alpha} \quad u. \quad \cos\alpha = \frac{g}{l w^2}$$

$w = \frac{2\pi n}{60}$ wenn n die Anzahl der Umdrehungen pro 1 Min.

$n = \frac{30}{\pi} w \qquad n = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{g}{l\cos\alpha}}$, woraus man die gesuchte Anzahl n der Welle c od. b findet, wenn α l u. r d. h. also die normale Stellung der Kugeln angenommen ist.

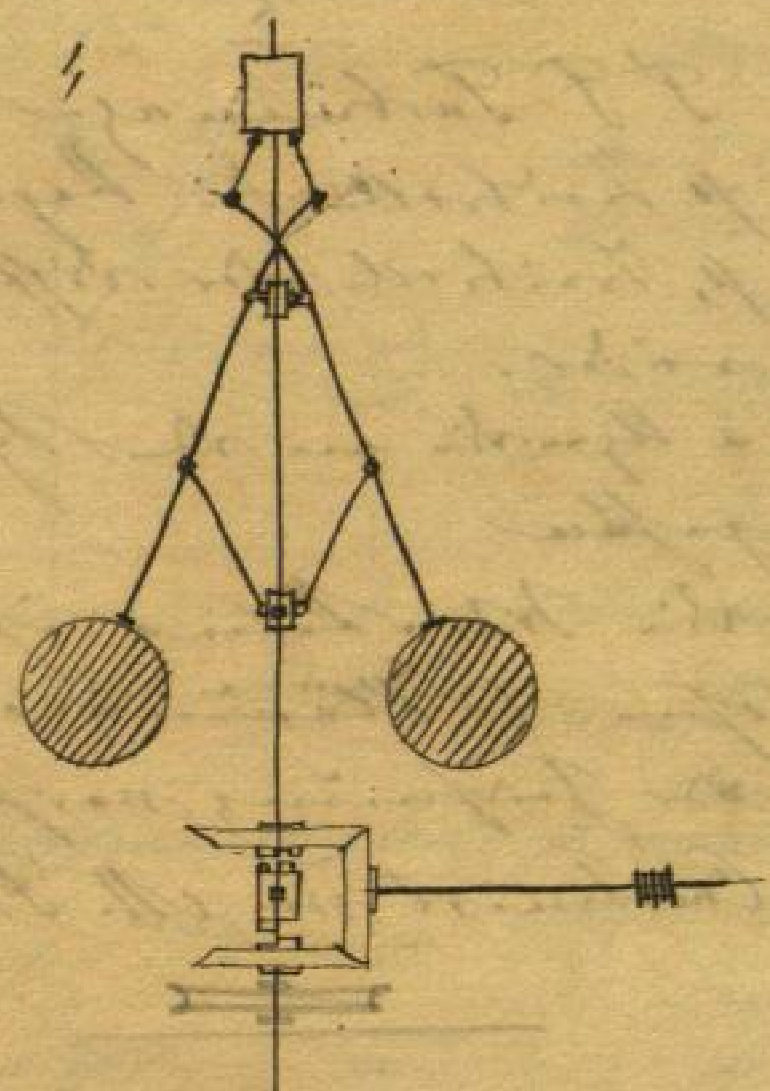
Hierbei sehen wir daß P, also das Gewicht der Kugeln ganz wegfällt, daß es also auf P nicht ankommt, wenn nur w groß genug ist. Allein in der Praxis ist es nicht einerlei. Da ist es gut, wenn P sehr groß ist. Denn aus folgendem Grund: Denken wir uns, daß die Hülse f z. B. oben in d eingreifend, (Fig 1973) u. eine Zeit wirkend, so muß man um sie wieder auszulösen eine [illegible] Kraft anwenden, denn die Reibung zwischen den Hülsen ist ziemlich groß. Sind die Kugeln sehr leicht, so würde f zu spät ausgelöst, wenn c schon ziemlich langsam ginge. Sind dagegen die Kugeln sehr schwer, so werden sie sich bei der geringsten Geschwindigkeitsverminderung auslösen.

Denken wir uns nun daß die Hülse f sehr oben eingegriffen, der betreffende Winkel sei α' die Stellung die f zu überwinden hat, sei nun dieselbe ausgelöst sei [illegible]

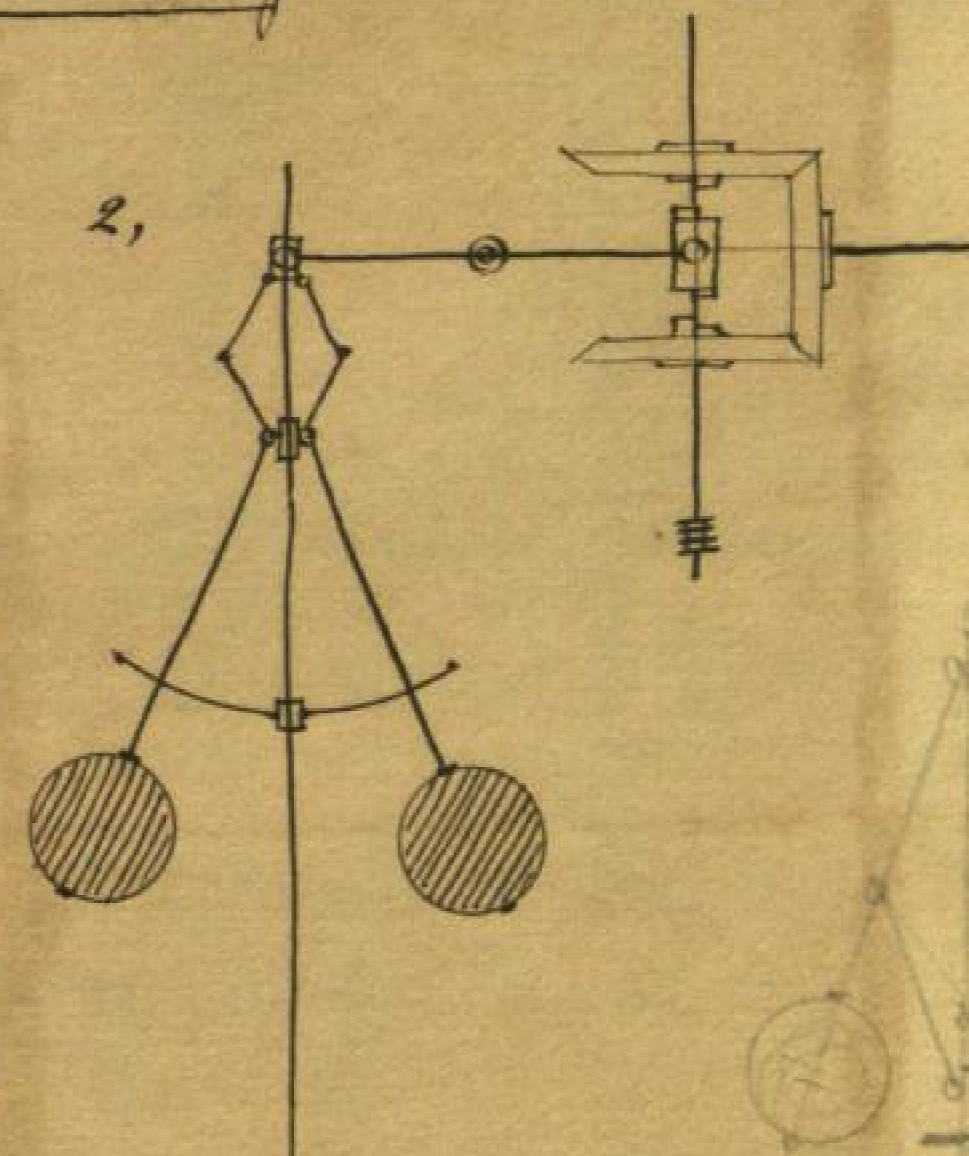
F

Zusammenstellung von Regulatoren

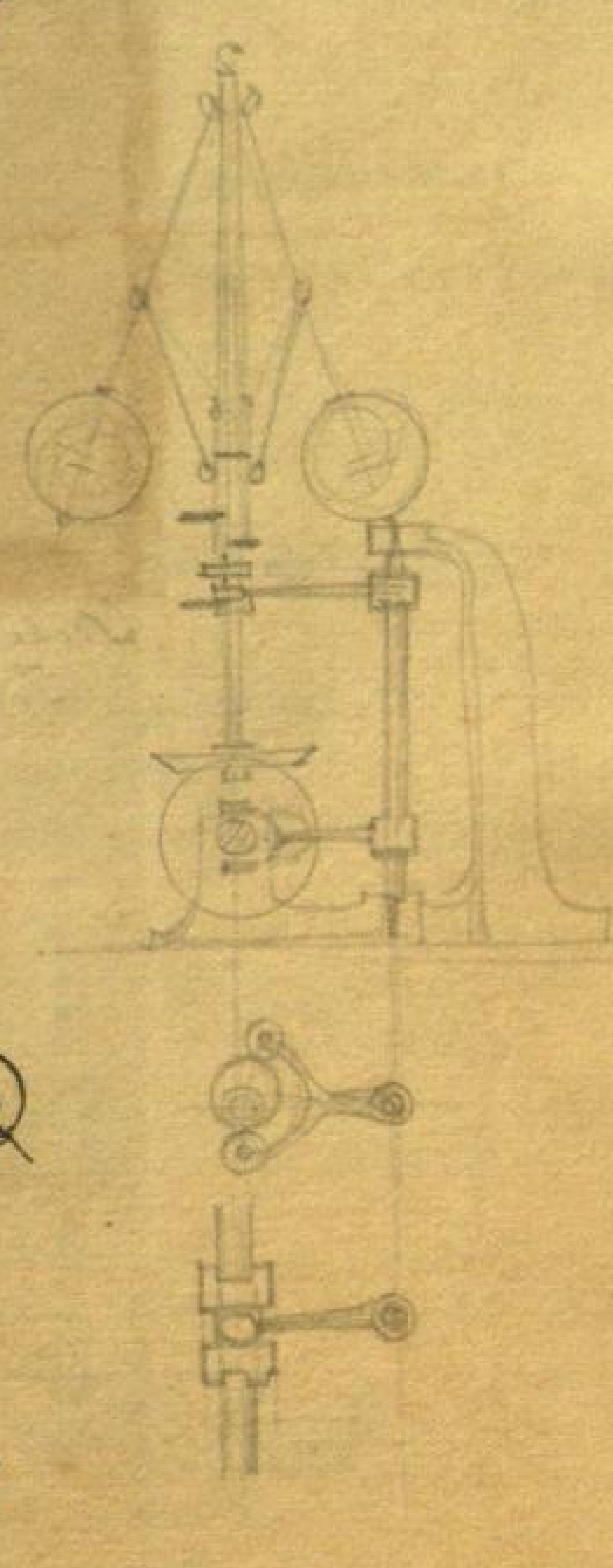
1,



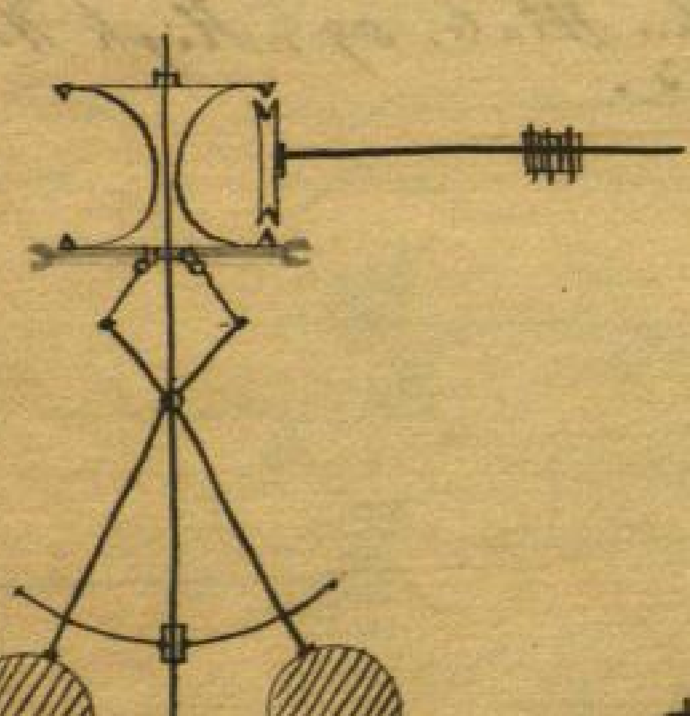
2,



4,



3,



4

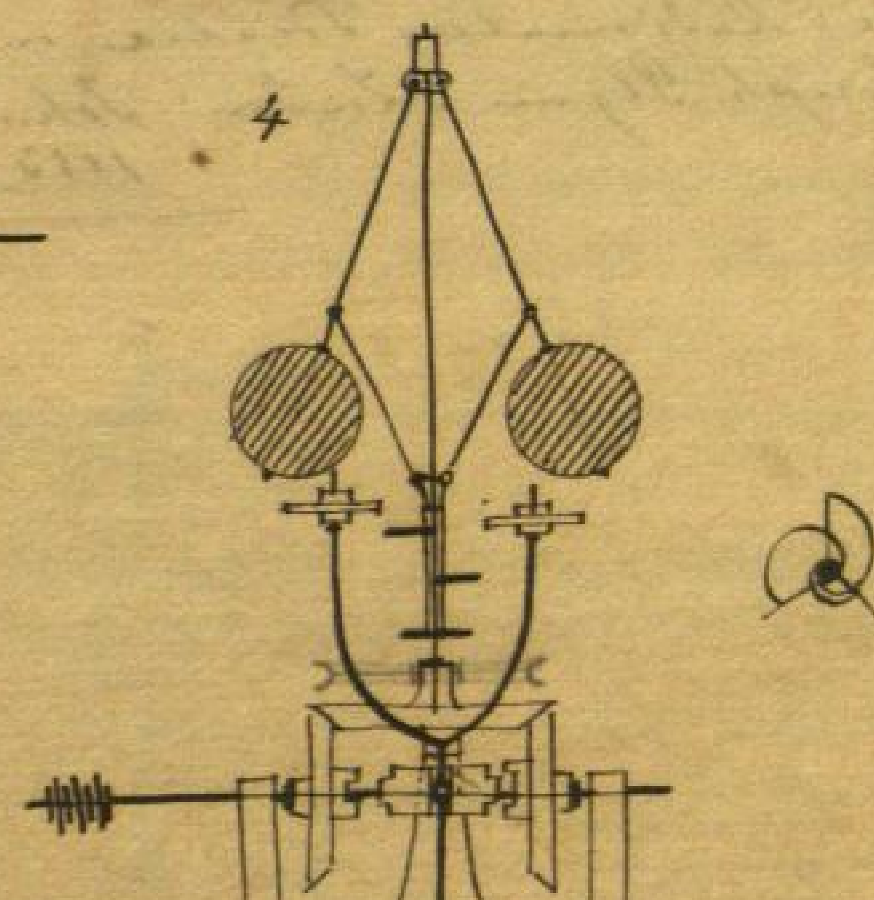
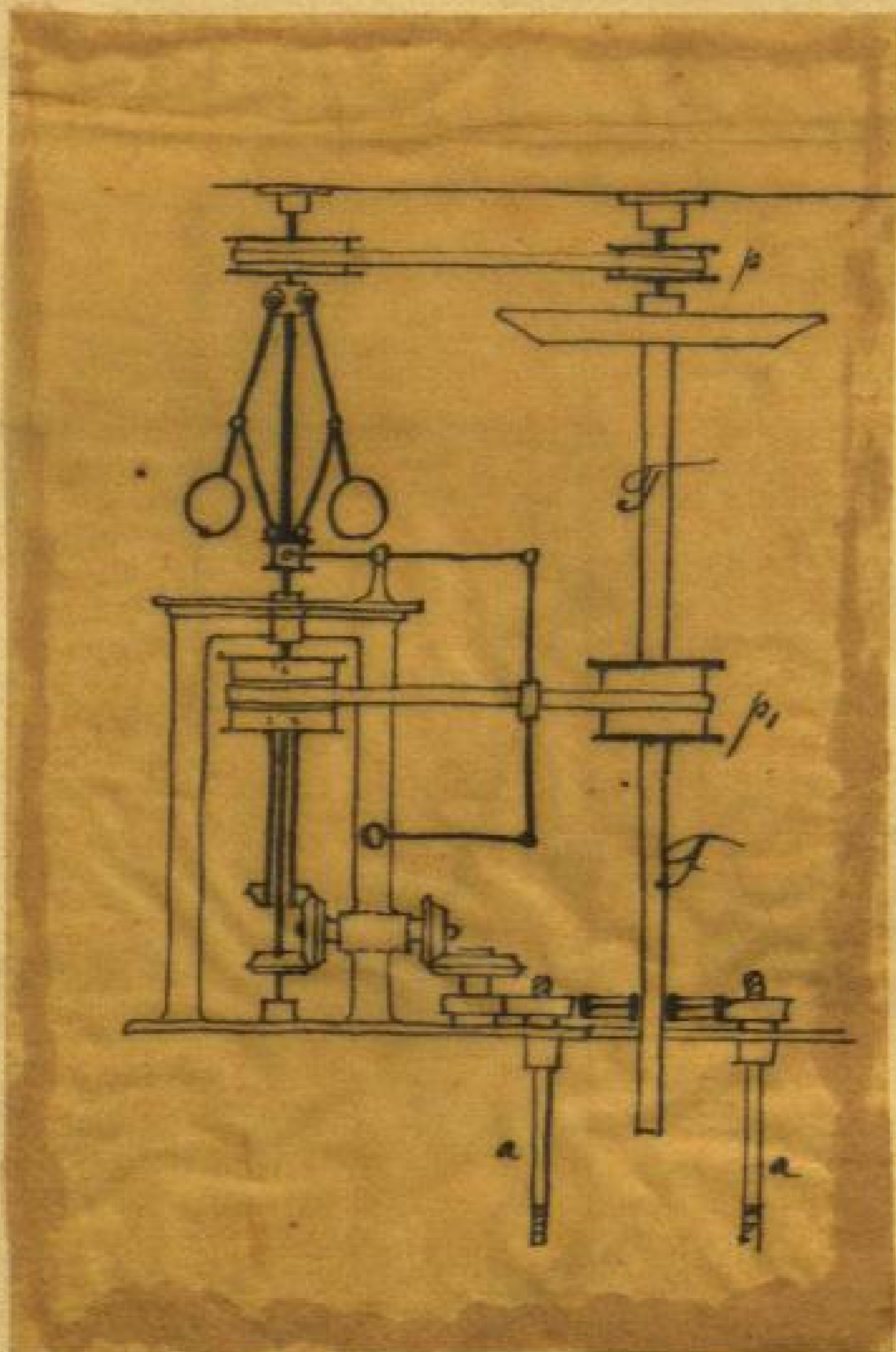


fig. I Regulator mit Stangenbalancirung und Klötzchenkupplung

fig 2. der Klötzchen dient zugleich als Balancir gewicht.

fig 3. Frictionskupplg anstatt Zahnräder.

fig. 4. Stoßweise Einrückg auf Kupplung.

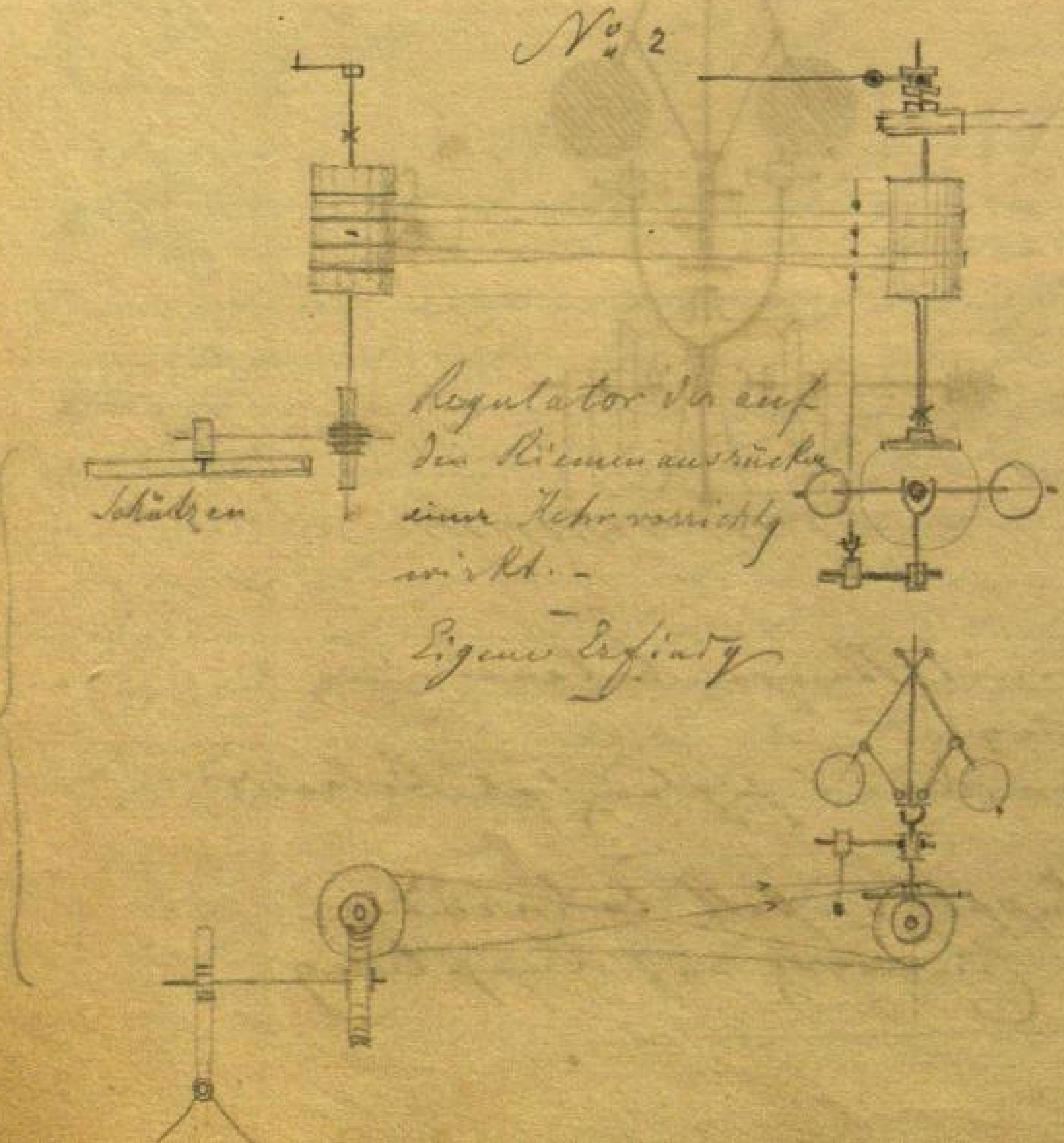


Differential-Regulator
zum
Bewegen einer Turbinen-
schützen

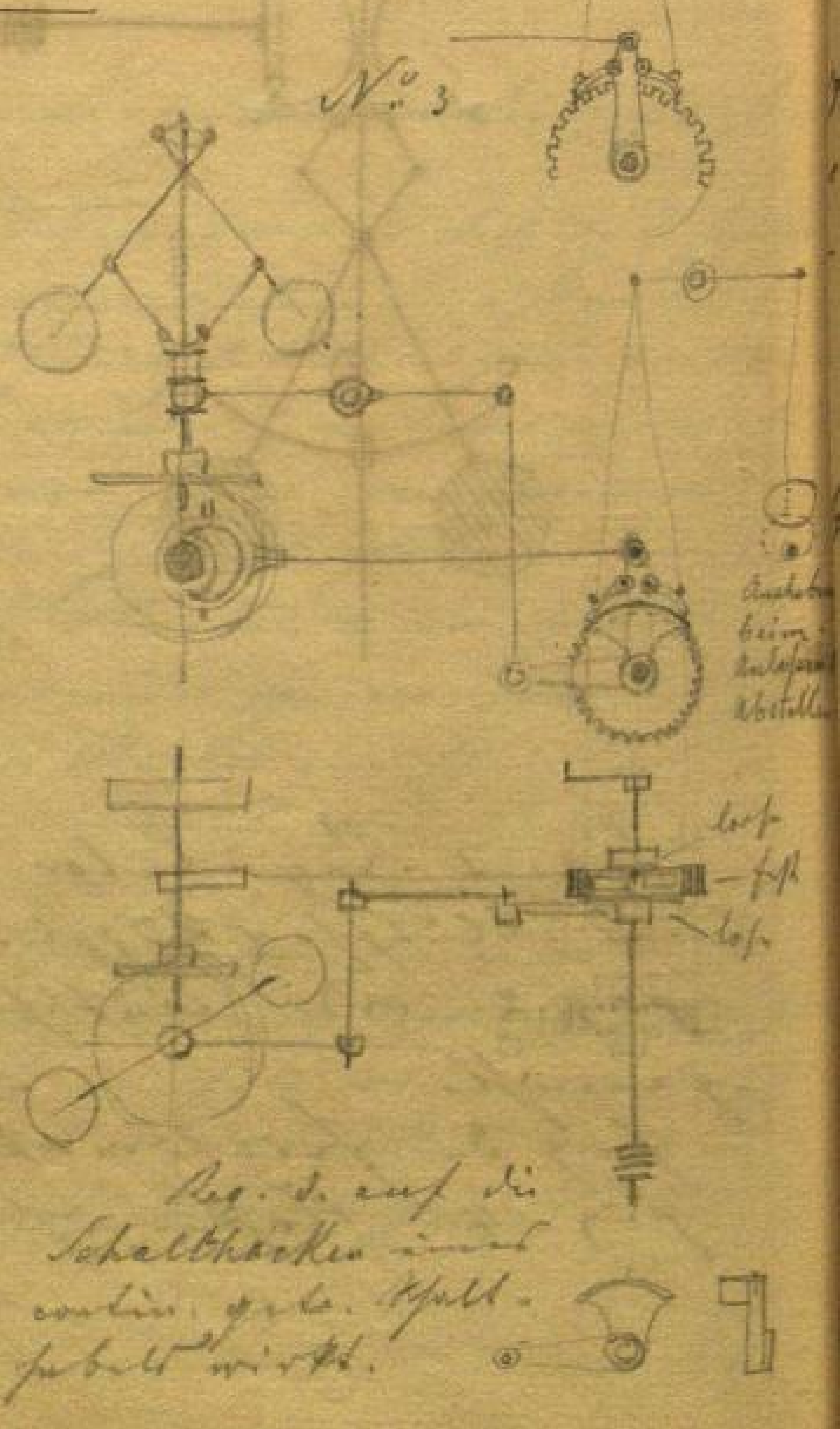
T T Turbinenaxe
p Treibrolle des Regulators
p_1 Treibrolle der Differential
räder.
a Agraffen an den Schützen
gestänge
Die Wirkung ist
ohne Erklärung aus
der Zeichnung verständlich
Construirt von M. Fremont

Siehe: Rudimentary Treatise on the Power of water by
Joseph Glynn. London John Weale, 59, High Holborn
1853.

No. 2

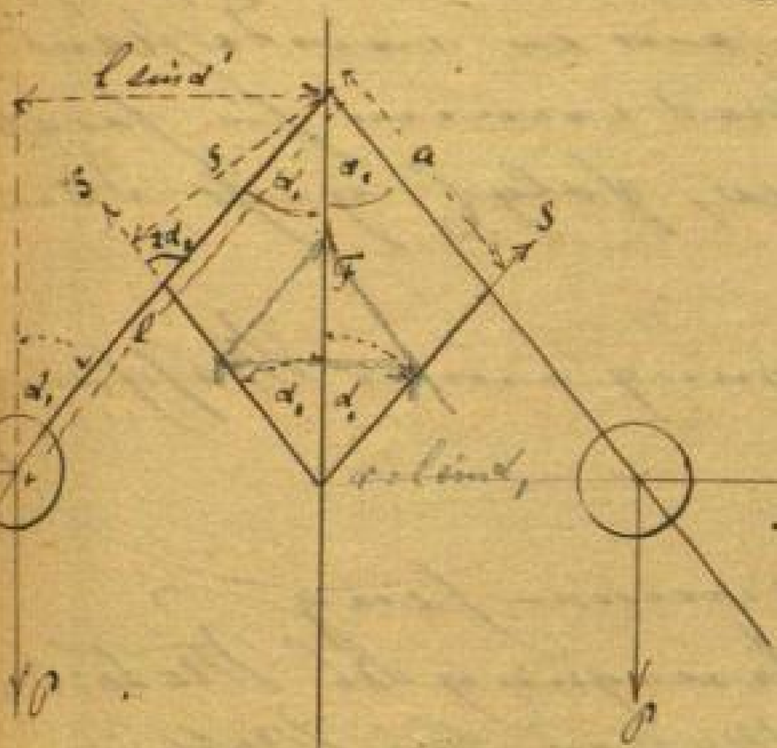


No. 3



H sei die Centrifugalkraft. Das übrige geht aus der Zeichnung hervor. (von oben nach unten)

Für den Augenblick der Auslösung ist



$$H = \frac{P}{g}\, l \sin\alpha_1\, \omega^2$$

$$F = 2S\cos\alpha_1 \qquad S = \frac{F}{2\cos\alpha_1}$$

Und da nun P sowohl der Centrifugalkraft, als auch der Wirkung F das Gleichgewicht in Bezug auf Drehungsachsen aufhebt:

$$Pl\sin\alpha' = Hl\cos\alpha' + Ss$$

$$s = a\sin 2\alpha_1 = 2a\sin\alpha_1\cos\alpha_1$$

$$Pl\sin\alpha_1 = \frac{P}{g}\, l\sin\alpha_1\, \omega^2\, l\cos\alpha_1 + \frac{F}{2\cos\alpha_1}\cdot 2a\sin\alpha_1\cos\alpha_1$$

oder $Pl = \frac{P}{g} l^2\omega^2\cos\alpha_1 + Fa$ und da $\cos\alpha_1 = \frac{g}{l\omega_1^2}$, wo ω_1 — ω_1

die Geschwindigkeit ist, ~~mit~~ bei der die Hülse ~~abgehoben~~ sich nach unten bewegt

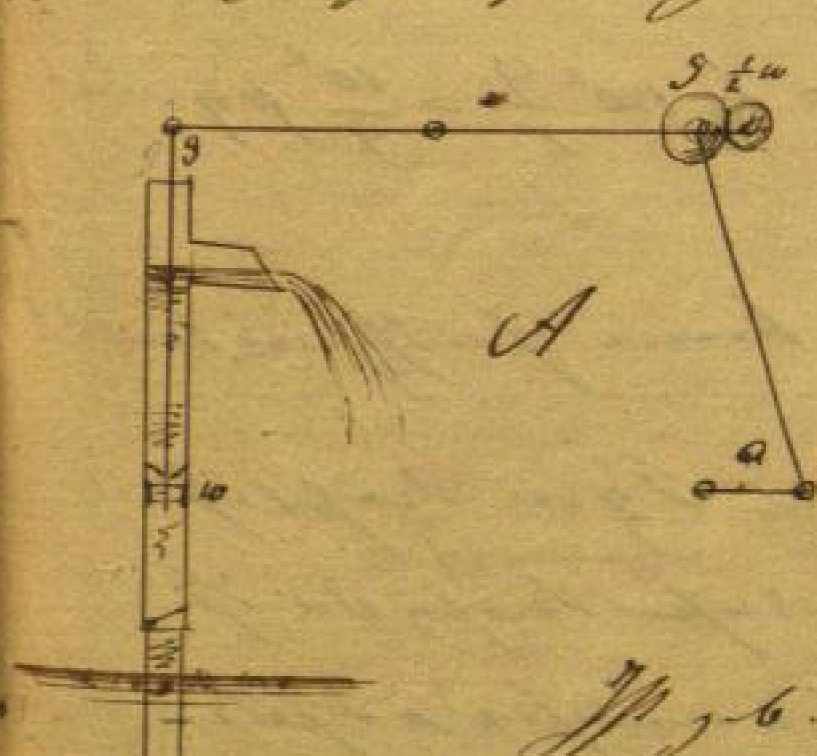
so ist $Pl = \omega^2\frac{Pl^2}{g}\cdot\frac{g}{l\omega_1^2} + Fa \qquad Pl = \frac{\omega^2}{\omega_1^2}Pl + Fa$ $\qquad \frac{\omega^2}{\omega_1^2} = 1 - \frac{aF}{lP}$

$$Pl\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_1^2}\right) = Fa \qquad P = \frac{a}{l}\cdot\frac{F}{1-\frac{\omega^2}{\omega_1^2}}$$

~~Nachtrag~~

Wir sehen hieraus, daß je empfindlicher der Regulator wirken soll, d.h. je weniger das ω von ω_1 verschieden sein soll, desto größer das P d.h. Gewicht der Kugeln sein muß.

Regulirung der Bewegungen durch Gegengewichte.



Wenn bei einer Maschine Massen vorkommen, deren Schwerpunkt bald gehoben u. gesenkt werden muß, wie dies bei den Pumpen der Fall ist, so kann man, wenn die Ungleichförmigkeit der Bewegung aufgehoben werden soll, diese durch Gegengewichte reguliren.

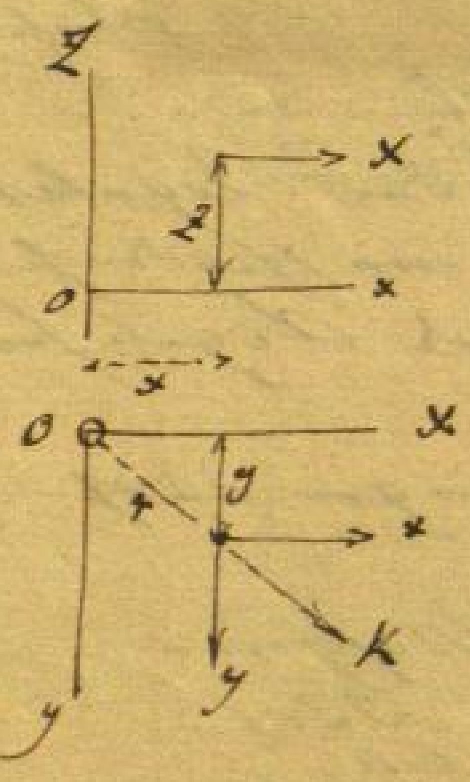
Ist z.B. eine Pumpe, die durch eine Kurbel a von einem Wasserrade oder von Dampf getrieben wird, u. ist g das Gewicht der Kolbenstange u. w der am Kolben befindliche Widerstand, so können diese, da sie bei jedem Auf- u. Abgang überwunden werden müssen durch 2 Gegengewichte $G+\frac{1}{2}w$ balancirt werden, denn (wenn wir vom Gewicht der Schubstange u. Curbel absehen) geht die Curbel jetzt aufwärts, so hat sie nur einen Widerstand $=G+\frac{1}{2}w-G=\frac{1}{2}w$ zu überwinden. Und nimmt sie herab einen Widerstand $G+w-G-\frac{1}{2}w=\frac{1}{2}w$, folglich geht dann die Bewegung gleichförmig.

Die Ungleichförmigkeit der Bewegung einer Maschine kann veranlasst werden.

1. Durch die Massen selbst
2. Durch den geometrischen Zusammenhang
3. Durch die Veränderung der Bewegung des Motors.

Es wurde schon früher bemerkt, dass Massen bei Maschinen, wenn sie sich um freie Drehungsaxen (dieses sind Axen die durch den Schwerpunkt gehen, und in Bezug auf welche das Trägheitsmoment ein Maximum ist) bewegen, keine Ungleichförmigkeit in der Bewegung hervorbringen.

Bedingungen für eine freie Drehungsaxe.



Ist o der Grund u. Aufriss der Drehungsaxe, xyz 3 Ebenen, die sich in o schneiden, p das Gewicht des irgendwo befindlichen Punktes des drehenden Körpers, w Winkelgeschw. desselben, k Centrifugalkraft von p u. $op=r$ so ist: $k=\frac{p}{g}rw^2$

$x=k\frac{x}{r}$ $y=k\frac{y}{r}=\frac{p}{g}rw^2\frac{y}{r}=\frac{w^2}{g}py$

$x=\frac{p}{g}rw^2\frac{x}{r}=\frac{w^2}{g}px$

Die Bedingungen, damit die Axe keine fortschreitende Bewegung thut sind.

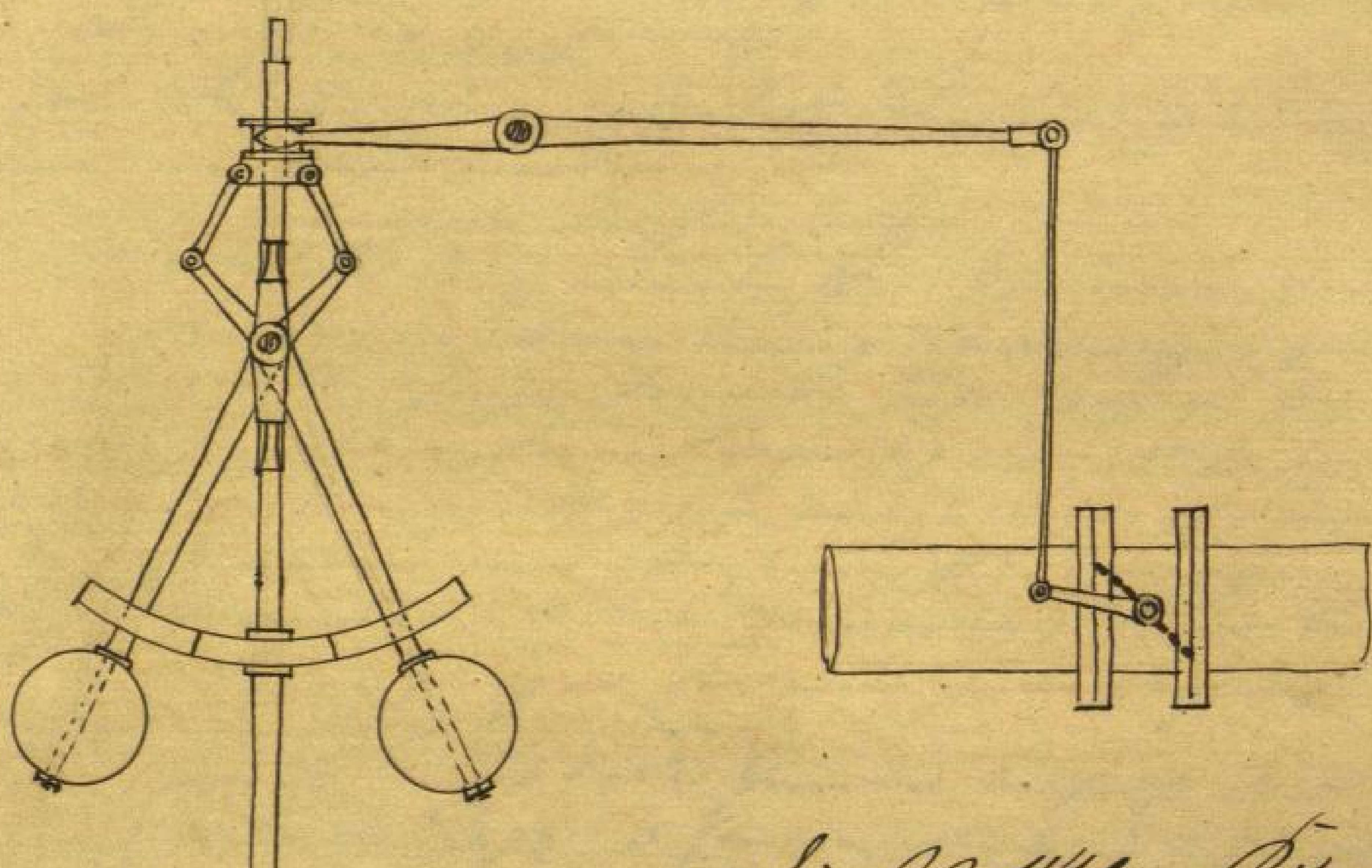
$\Sigma x=\frac{w^2}{g}\Sigma px=0$ $\Sigma y=\frac{w^2}{g}\Sigma py=0$ (u. $\Sigma z=0$ dies ist aber unnöthig da keine Bewegung parallel zu dieser Axe da ist)

d.h. $\Sigma px=0$ u. $\Sigma py=0$ od. die Axe muss durch den Schwerpunkt des Körpers gehen.

Die Bedingungen dass keine Drehung stattfindet sind: 1. $\Sigma xz=0=\Sigma\frac{w^2}{g}pxz=\frac{w^2}{g}\Sigma pxz$

2. $\Sigma yz=0=\Sigma\frac{w^2}{g}pyz=\frac{w^2}{g}\Sigma pyz$ d.i. $\left\{\begin{array}{l}\Sigma pxz=0\\ \text{und}\\ \Sigma pyz=0\end{array}\right.$

a) # Nachtrag über die Watt'schen Kugelregulatoren.

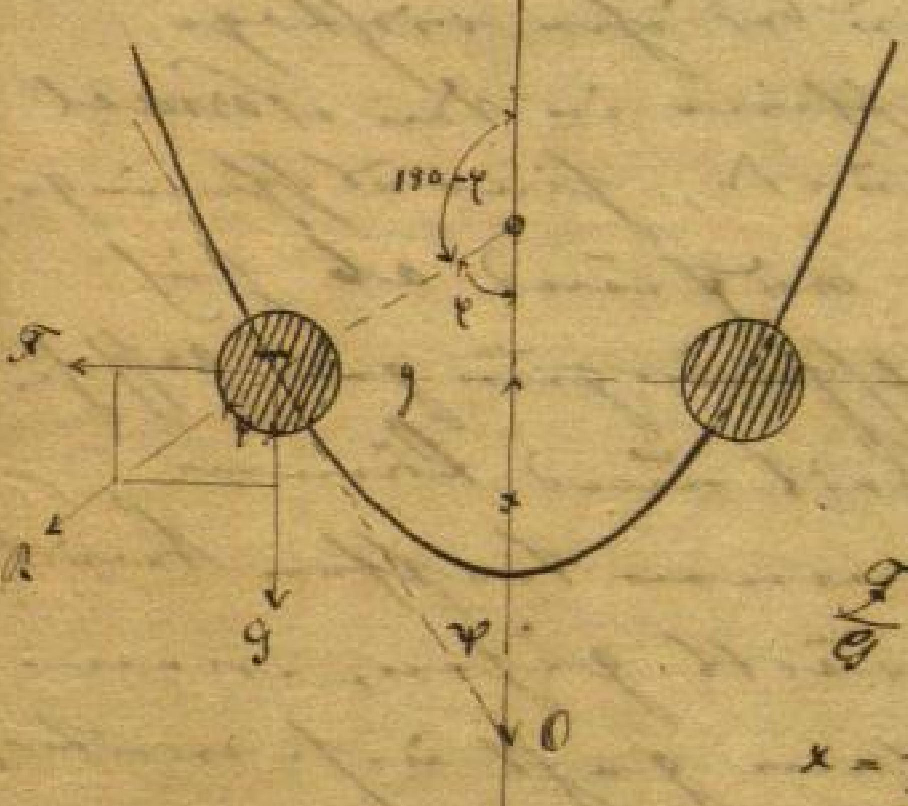


Die Watt'schen Kugelreg. haben den Fehler, daß die Stellung der Dampfklappe abhängig ist von der Stellung der Kugeln folglich auch von der Umdrehungsgeschw. der Maschine. Man verlangt von denselben, daß wenn die Maschine zu schnell gehen will, sie die Stellung der Dampfklappe ändern und dadurch die richtige Geschwindigkeit der Maschine wieder herstellen. Dies können sie aber nicht thun, denn sind die Kugeln in die Höhe gegangen und haben sie die Klappe so gestellt, daß nun wirklich die richtige Umdrehungsgeschw. der Masch. eintreten könnte, so werden sie in ihre Gleichgewichtslage zurückkehren und die Stellung der Klappe wieder verändern anstatt sie

b) Nachtrag.

in Ruhe zu lassen. Die Kugeln werden auf und abspringen, die Klappe auf und zu machen und das Gegentheil von dem erzeugen, was sie bezwecken sollen; denn ~~ergibt~~ die normale Geschwindigkeit der Maschine steigt jetzt wo dieselbe weniger Widerstand findet und vorhaben sozial motorische Kraft empfängt nicht mehr mit der normalen Stellung der Kugeln überein und wenn es so fort ginge würde sich ein Gleichgewichtszustand herstellen indem die Maschine schneller ging als im normalen Zustand und die Kugeln die in einer höheren Stellung sich befänden.

Diesen Fehler der Regulatoren ~~wollte~~ hat Franke durch einen Parabolischen Regulator ~~abhelf~~ abgeholfen. wobei für ein constantes ω die Kugeln in jeder Lage stehen bleiben ~~würde~~.



$$tg\,\varphi = \frac{F}{G} \; ; \; tg\,(180-\varphi) = tg\,\psi$$

$$tg\,\psi = \frac{1}{tg\,\varphi} = \frac{dy}{dx}$$

$$tg\,\varphi = \frac{F}{g} = \frac{dx}{dy}$$

$$F = \frac{G}{g}\,\frac{y^2\omega^2}{y} = \frac{G}{g}\cdot\omega^2 y$$

$$\frac{F}{G} = \frac{\omega^2 y}{g} = \frac{dx}{dy} \; ; \; dx = \frac{\omega^2 y}{g}\cdot dy$$

$$y^2 = px - C \qquad p = \frac{2g}{\omega^2}$$

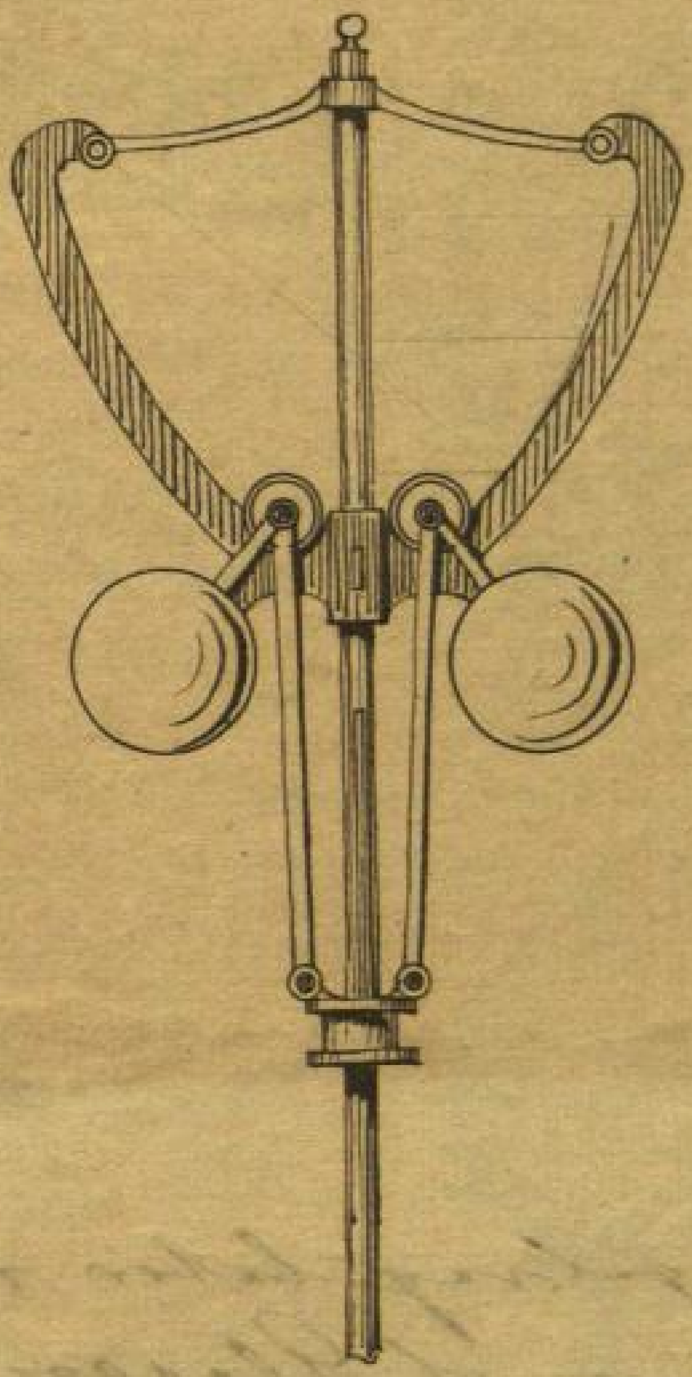
$x = \frac{1}{2}\frac{\omega^2 y^2}{g} + Const.$ das heißt die Curve in der sich die Kugeln bewegen müssen damit in jeder Stellung für ein const. ω die Centrifugalkraft der Schwere das Gleichgewicht hält oder bei der die Resultierende R immer normal auf der Tangente steht, muß eine Parabel sein deren Parameter $= \frac{2g}{\omega^2}$ ist.

Bei diesem Parabolischen Regulator bleiben nun allerdings die Kugeln bei der normalen Winkelgeschwindigkeit in jeder Höhe stehen

Sobald dieselbe aber auch nur um ein
Minimum wächst fahren die Kugeln sogleich
bis ganz hinauf und machen die Dampfklappe
zu weit zu; jetzt geht die Maschine langsamer
und sinkt unter ihre normale Geschwindigkeit,
und nun sinken die Kugeln von oben bis
herunter und machen nun die Dampfklappe
wieder zu weit auf; bringen also auch
große Unregelmäßigkeiten in der Bewegung
der Maschine hervor. Außer diesem hat
dieser Regulator aber noch einen Fehler
mit dem vorigen gemein und dieser ist
besteht in der Massenwirkung der
Kugeln. Diese werden nämlich bei
vorkommender Unregelmäßigkeit der Maschine
mit einer gewissen Geschw. auf und abwärts
fahren und immer über ihre richtige
Position, bei der die Maschine in den Normal
zustand zurückkehren würde, hinausschwingen,
und dann pendelartig auf und ab sich
bewegen. Diese Pendelschwingungen geschehen
aber in ganz bestimmter Zeit und können
bei ungünstigem Zusammentreffen bewirken,
daß die Kugeln aufwärts gehen, wenn
die Maschine zu langsam geht u.s.w.
Wollte man einen gut und empfindlich
wirkenden Regulator construiren so
müßte man die Kugeln 40 bis 60 Centner
schwer machen und dieselben zugleich als
Schwungmasse gebrauchen. Redtenbacher
schlägt einen Regulator vor der frei ist
von all den obgenannten Fehlern, und
der wo Wasserkraft vorhanden ist sehr leicht

F

Siehe Blatt weiter
unter der Mitte.



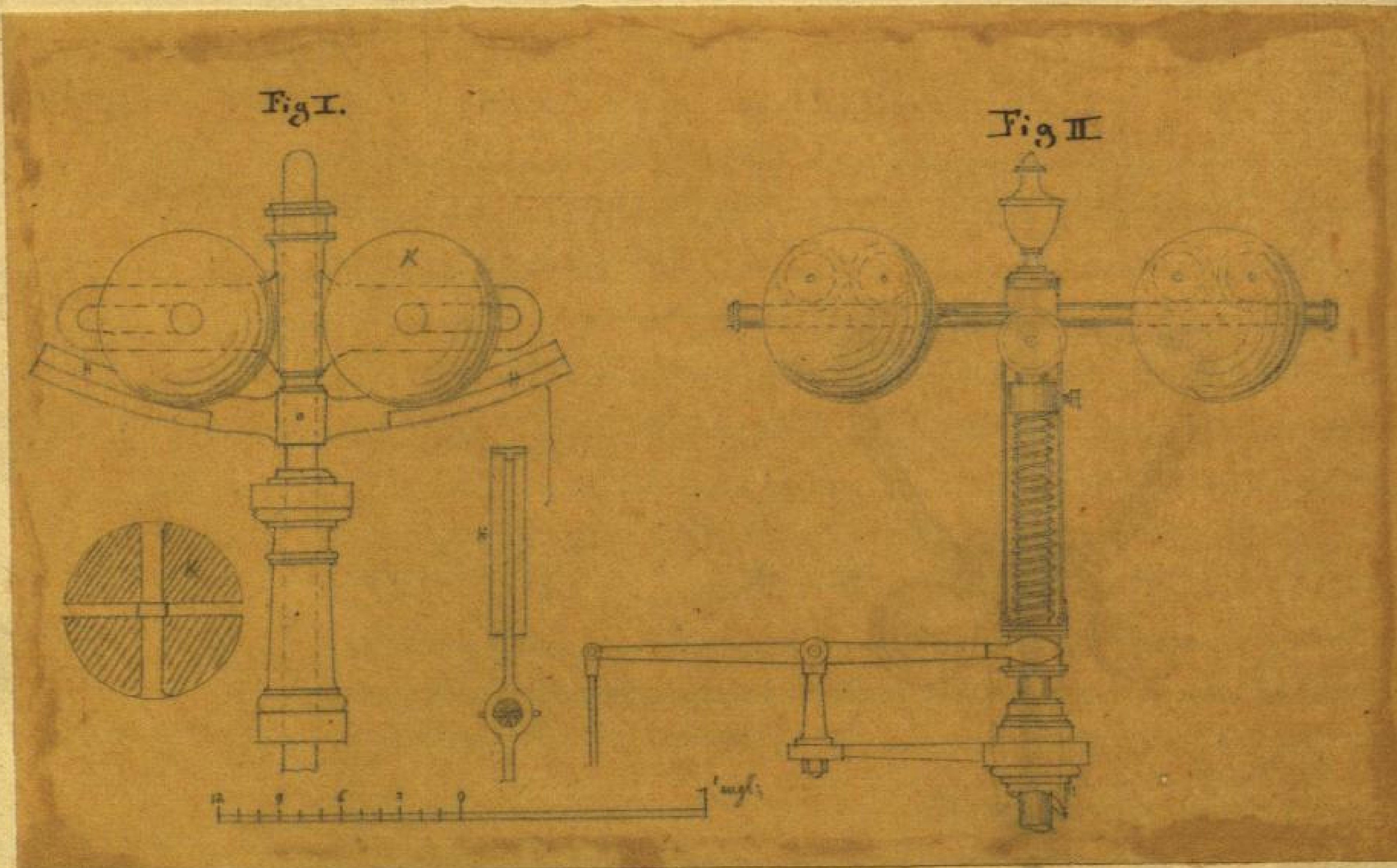


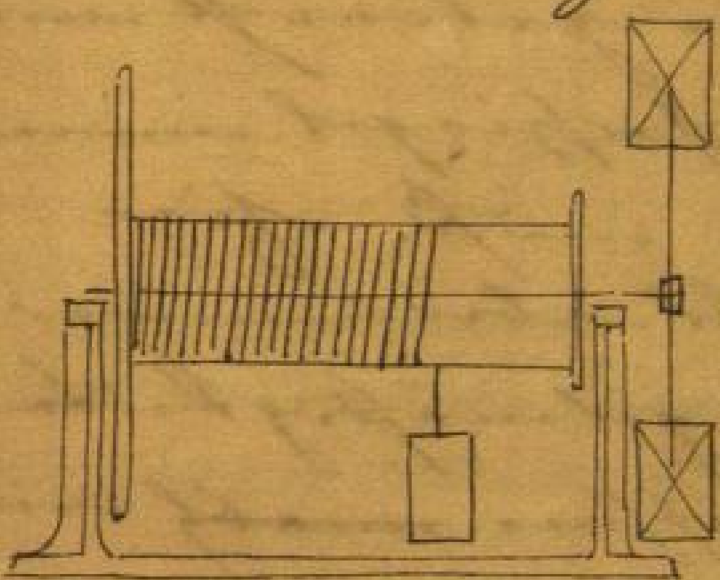
Fig I. Ein vereinfachter Kugelregulator von Messrs: „Tod and Macgregor of Glasgow“. Principe des ganz: Wattschen Regulators. Geometrischer Zusammenhang selbverständlich.
Siehe: The Engineer and Machinists assistant
Blackie and son, Warwick square London. MDCCCXLVII.

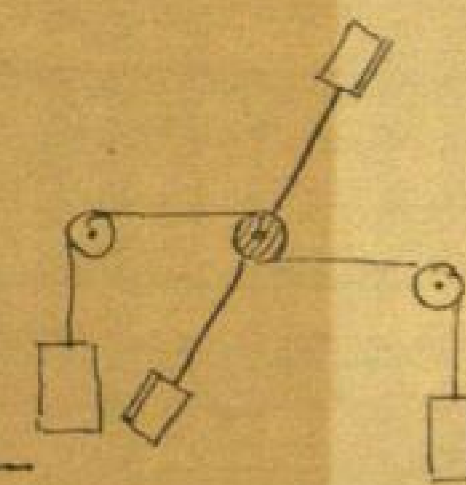
Fig II Regulator von „Mr. Henry Davies“
Das Gewicht der Kugeln außer Wirkung gebracht und durch eine Spiralfeder ersetzt. Die Kugeln bewegen sich auf frictions rollen.

Meiner Ansicht nach ganz verfehlt, denn sind die Kugeln einmal hinausgerollt, so muß die Geschw. der Maschin zu bedeutend abnehmen, um der Feder zu ermöglichen die Centrifugalkraft derselben zu überwinden. Große Ungleichförmigkeit.

Eingeschaltetes Heft.

Regulator mit Windflügel

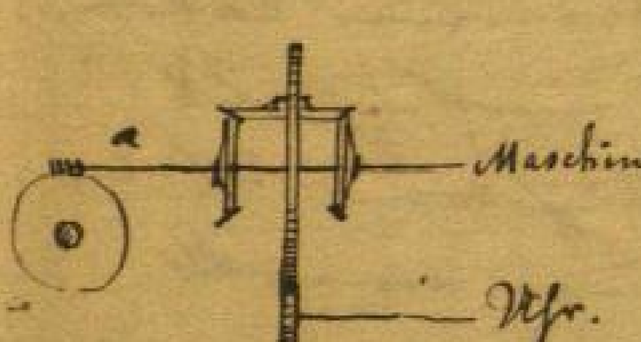




Dieser Apparat ist ausgezeichnet um für kurze Zeit sehr weiche gleichförmige insbesondere sehr schnelle Bewegung hervorzubringen wie sie bei Versuchen über die Schwingungsgesetze etc gebraucht werden. Es ist eine continuirlich gehende einfache Uhr. Die Bewegung wird deshalb gleichförmig, da der Widerstand der Luft gegen die Windflügel mit der Geschwindigkeit der Letzteren zunimmt. Es wird sich deshalb ein Beharrungszustand herstellen in dem der Luftwiderstand genau der treibenden Kraft das Gleichgewicht hält.

---

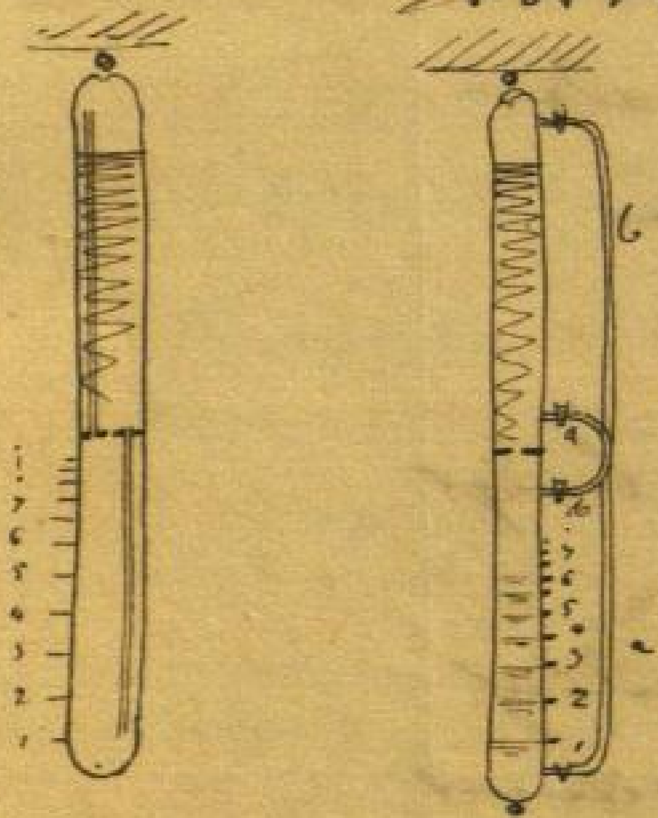
c) F angewendet werden kann. Man bringt eine ganz gleichförmige Bewegung also eine Uhr durch einen Differenzialmechanismus in Verbindung mit der Maschine so daß beide zusammen auf eine



Axe a dermaßen wirken daß sich dieselbe nicht bewegt wenn die Maschine ihre normale Geschwindigkeit hat, und nur dann anfängt sich zu drehen, wenn dieselbe schneller oder langsamer geht. Diese Axe a ~~läßt~~ bringt man auf irgend eine Art mit der Drosselklappe oder dem Schützenaufzug in Verbindung. Als Uhr kann man

Wasserkraft vorhanden ist, sehr gut und mit Vortheil eine Turbine gebraucht werden deren Ober und Unterwasserspiegel immer constant gehalten werden muß. Eine Hauptschwierigkeit bleibt aber immer dabei, nämlich die Unregelmäßigkeiten und Vibrationen der Maschine ~~macht~~ wirkungslos auf die Uhr zu machen.

Alles was ein ganz bestimmtes Bewegungsgesetz zeigt kann zum Messen der Zeit, also als Uhr gebraucht werden. Doch für kurze Zeit ist ein einfaches gutes schweres Pendel eine vortreffliche Uhr. Eine Glasröhre die



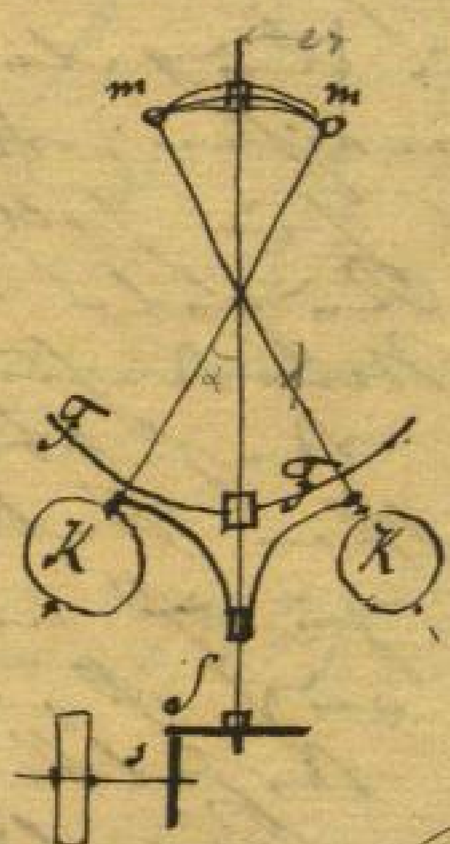
in der Mitte eine Scheidewand mit einer äußerst feinen Öffnung hat und welche man mit Wasser füllt kann für kurze Zeit sehr gut als Uhr dienen, indem man die gefüllte Seite nach oben steckt die Röhre aufhängt eine Communication der Luft oberhalb und unterhalb des Wassers durch ein Röhrchen mit einem Hahn herstellt, und sich nun merkt wo das Wasser im unteren Gefäße nach einer Viertelstunde, nach zwei, drei etc steht und jedesmal eine Viertelstundenzahl, 1, 2, 3 etc daransetzt, und dasselbe Manöver für den oberen Theil wiederholt, indem man die Röhre herumdreht. Einmal eingetheilt, kann der Apparat stets als Uhr dienen.

Vereinfachter Franke'scher parabolischer Regulator.

Im Dingler'schen Journal. Bd CXXXVIII. Tab V. 1855 ist die Construction eines vereinfachten parabolischen Regulators angegeben bei dem der Parabelbogen, den die Kugeln beschreiben durch einen Kreisbogen ersetzt ist. Die Schwingungs-Mittelpunkte der Kugeln fallen dabei auf die entgegengesetzte Seite der Kugeln.

$\alpha = 30° - 50°$

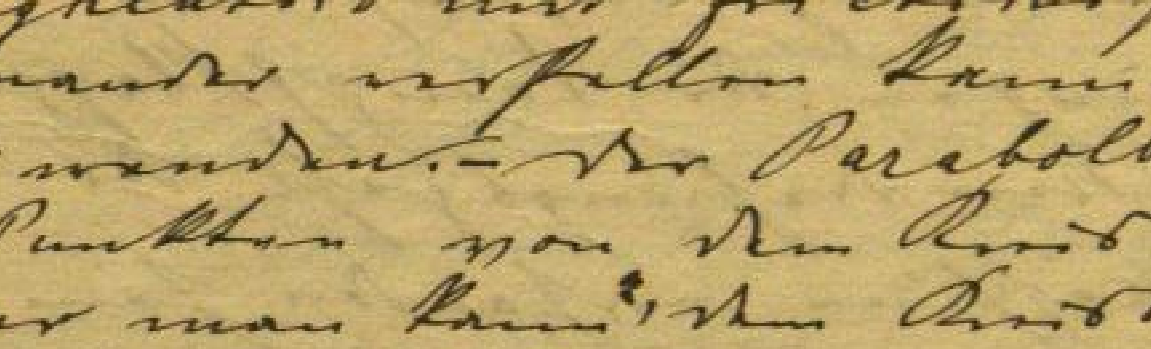
$e = 0{,}24\,\lambda$



Da der Parameter der beschriebenen Parabel $p = \frac{2g}{w^2}$ ist und $w = \frac{2n\pi}{60}$ = Winkelgeschwindigkeit der Axe so wird

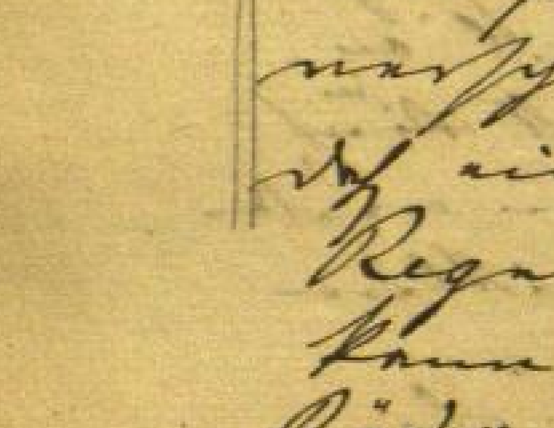
$$p = \frac{1788.8}{n^2} \text{ in Metern}$$

Läßt man die Mittelpunkte der Kugeln bis auf 1,125 p auseinander gehen so wird die kleinste Entfernung der Kugeln $= \frac{1}{2} p$, die Pendellängen $= 1{,}062\, p$. Die Kugeln welche nicht kleiner als 0,29 p sein sollen rathet man mit Blei auszugießen, um sie möglichst schwer zu machen. Da gewisse Maschinen zeitweise mit verschiedenen Geschwindigkeiten zu gehen haben, so ist die obige Anregung des Regulators mit Frictionsscheiben, die man gegeneinander verstellen kann oft mit Vortheil anzuwenden. – Der Parabelbogen kann entweder durch 3 Punkten von dem Kreisbogen geschnitten werden oder man kann dem Kreisbogen auch den mittleren Krümmungshalbmesser der Parabel geben. Obige Construction ist so gemacht, daß der Kreisbogen die Parabel in den zwei äußersten Punkten und in dem Mittleren trifft. Die Aufzeichnung im Großen zeigt daß der Fehler dabei außerordentlich gering ist.



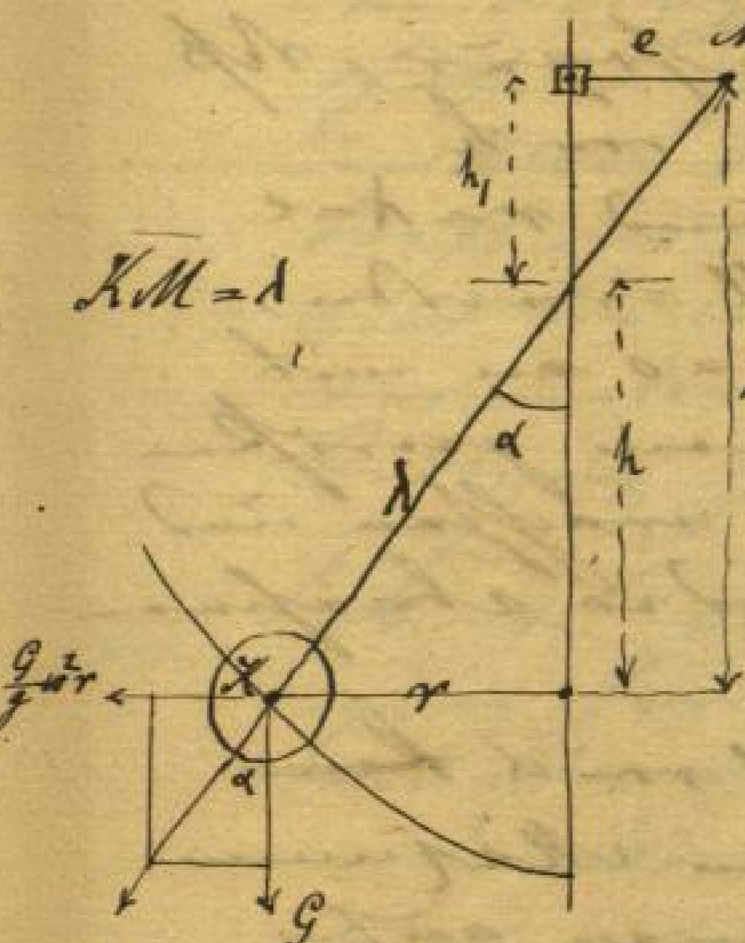
Der Watt'sche sowohl als der Franke'sche Regulator kann mit Vortheil nur da angewendet werden wo kleine vorübergehende Schwankungen in dem Widerstand der Maschine vorkommen und die mittlere Umdrehungszahl der Maschine ziemlich viel veränderlich sein darf. Bei dem Watt'schen stellt sich wie wir gesehen haben bei vermindertem Widerstand ein Beharrungszustand her bei dem die Kugeln einen grösseren ∠ mit der einander machen, die Maschine also schneller geht als sie soll. Bei dem Franke'schen spielen die Kugeln überhaupt nur innerhalb kleiner Umdrehungsveränderlichkeiten oder man müsste denselben gerade so anlegen dass bei der höchsten Stellung der Kugeln die Drosselklappe ganz zu ist und bei der niedrigsten dieselbe ganz auf ist, was dann zur Folge haben könnte, dass derselbe zu schnell wirkt. Will man einen Regulator haben der eine ganz bestimmte Umdrehungszahl einer Maschine herbeiführt, unabhängig von der Kraft welche die Maschine ausübt, so muss derselbe entweder wie der erste

angegeb. Regulator für Wasserräder eingerichtet sein oder wie ihn Redtenbacher vorschlägt mit Uhr und Differenzialmechanismus, d. h. es muss die Möglichkeit da sein, dass bei verschiedenen Stellungen der Dampfklappe doch ein und dieselbe Umdrehungszahl des Regulators od. der Maschine vorhanden sein kann. — Ersetzt man auf Seite 73 die conischen Räder zur Bewegung des Wurmes (resp. Schützen od. Dampfklappe) mit Klauen anzufassen lässt man sie durch Frictionsscheiben mitnehmen, was eine grössere Empfindlichkeit des Regulators zulässt.



1856.

Berechnung der excentrischen Regulatoren



Es sei M der um e excentrische Schwingungsmittelpunkt der Kugel. Die Länge der Pendelstange KM sei $= \lambda$, das Gewicht der Kugel $= G$, die Winkelgeschw. $= \omega$, so ist für das Gleichgewicht

$$\frac{G}{g}\omega^2 r = G\,tg\,\alpha \qquad \omega = \sqrt{\frac{g\,tg\,\alpha}{r}}$$

$$\omega = \frac{2\pi r \cdot n}{60\,r} = \frac{\pi n}{30} = \frac{n}{9{,}55}$$

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} = \frac{30\sqrt{g\frac{tg\,\alpha}{r}}}{\pi} \quad \text{ferner} \quad \frac{30}{\pi} = 9{,}55$$

$$r + e = \lambda \sin\alpha \qquad r = \lambda \sin\alpha - e$$

$$n = 9{,}55\sqrt{\frac{g\,tg\,\alpha}{\lambda \cdot \sin\alpha - e}} = 9{,}55\sqrt{\frac{g}{\lambda\cos\alpha - \frac{e}{tg\,\alpha}}} = 9{,}55\sqrt{\frac{g}{h_2 - h_1}}$$

$$n = 9{,}55\sqrt{\frac{g}{h}}$$

$\sin\alpha = \cos\alpha \cdot tg\,\alpha$

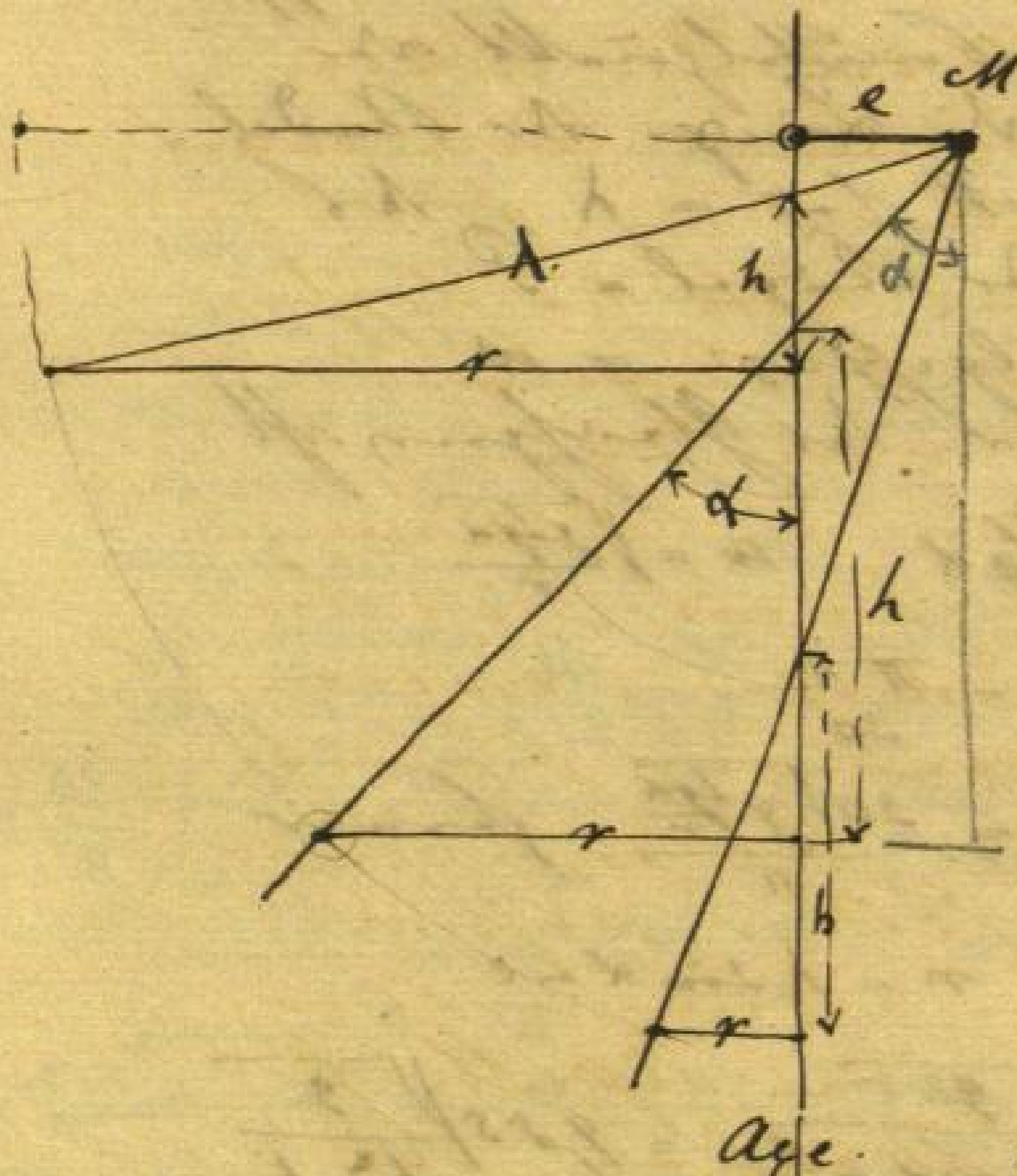
$\frac{\sin\alpha}{tg\,\alpha} = \cos\alpha$

Soll der Regulator so gebaut werden, dass die Kugeln für ein constantes ω oder n in jeder Stellung stehen bleiben, so muss natürlich für verschiedene α, n constant sein oder es muss h constant sein. h ist aber die Subnormale der Curve, die für diesen Fall die Kugeln beschreiben müssten, d.h. die Kugeln müssten in einer gemeinen Parabel schwingen, denn für diese allein ist die Subnormale constant. Da von dieser Parabel für einen Regulator nur ein kleiner Bogen gebraucht wird, so glaubte man diesen Parabelbogen durch einen Kreisbogen ersetzen zu können, der diesen Parabelbogen in 3 Punkten schneidet. Man suchte aus

deren Parameter $= 2h$ ist $= \frac{2g}{\omega^2} = \frac{2g \cdot 955}{n^2}$

$$n = 9{,}55\sqrt{\frac{g}{\lambda\cos\alpha - \frac{e}{tg\,\alpha}}} \quad \text{für die zwei}$$

Grenzen von α, die zwei Größen λ und e:



Wir sehen aber aus beistehender Figur, daß die Werthe von h für $x = 0$ und $x = \lambda - e$ gleich Null werden, ~~von~~ von $\alpha = 0$ an mit α bis zu einem gewissen Werth von α wachsen und von da wieder abnehmen bis $\alpha = 90$.

Diesen Werth von α ~~kann~~ für den h ein Maximum wird, kann man auf folgende Weise leicht finden.

Es ist $n = 9{,}55\sqrt{\frac{g}{h}}$ da

$$h = \lambda\cos\alpha - \frac{e}{tg\,\alpha}$$

für das Maximum von h muß nothwendiger Weise n ein Minimum werden.

h wird ein Maximum wenn

$$dh = d\left(\lambda\cdot\cos\alpha - \frac{e}{tg\,\alpha}\right) = 0$$ wird, es ist aber

$$d(\lambda\cdot\cos\alpha) - d\cdot\left(\frac{e}{tg\,\alpha}\right) = -\lambda\cdot\sin\alpha\cdot d\alpha + \frac{e(d\alpha)}{\cos^2\alpha\cdot tg^2\alpha} = 0$$

$$\lambda\cdot\sin\alpha\cdot(d\alpha) = \frac{e\cdot(d\alpha)}{\sin^2\alpha} \qquad \sin^3\alpha = \frac{e}{\lambda}, \quad \sin\alpha = \sqrt[3]{\frac{e}{\lambda}}$$

n wird also ein Minimum für denjenigen α, dessen $\sin\alpha = \sqrt[3]{\frac{e}{\lambda}}$ ist. Fällt dieser Werth von α innerhalb die Schwingungswinkel des Regulators, so haben die Kugeln noch einen Grund mehr stets in ihren äußeren Positionen zu stehen, als dies bei dem parabolischen Regulator der Fall ist. Denn stehen die Kugeln zu unten und tritt die Geschwindigkeitsvergrößerung ein, bei der die Kugeln die Kraft bekommen die Reibg der Hülse etc zu überwinden, so fahren sie schon deshalb über die richtige mittlere Position hinaus, da die Centrifugalkraft bis dorthin nachtreibend wirkt, und sind die Kugeln oben und tritt die Geschw. verminderung ein bei der die Kugeln die Reibung zu überwinden vermögen, so fahren sie, sobald sie nur ein Minimum über die mittlere Position hinaus sind bis ganz herunter, da von dieser Position an die treibende Kraft wieder zunimmt.

Der Watt'sche Regulator hat wie wir früher gesehen haben den Fehler, daß die Stellung der Dampfklappe abhängig ist von der Stellung der Kugeln oder was dasselbe ist von der Geschwindigkeit der Maschine, daß er also nur innerhalb kleiner Oscillation bis auf einen mäßigen Gleichförmigkeitsgrad zu reguliren vermag. Der Farcot'sche Regulator hat den Nachtheil daß die Kugel stets von oben nach unten fahren und die Geschwindigkeit der Maschine stets zwischen zwei Grenzen herumtreibt, welche von der Empfindlichkeit des Regulators resp. Gewicht der Kugeln abhängt, aber nie einen Beharrungszustand herzustellen vermag, bei dem die richtige mittlere Umdrehungszahl der Maschine eintreten würde. Denselben Fehler in erhöhtem Grad hat der vereinfachte parab. od. excentrische Regulator. Die Fehler dieser 3 Regulatoren können dadurch sehr verkleinert und innerhalb brauchbarer Grenzen gebracht werden, daß man die Kugeln in Kreisbogen schwingen läßt, bei denen die Kugeln in der obersten und tiefsten Stellung nur dann im Gleichgewicht sind, wenn die respectiven Winkelgeschwindigkeiten oder Umdrehungszahlen um ein gewisses angenommenes (von dem zu erzielenden Gleichförmigkeitsgrad abhängiges) grösser oder kleiner sind als die Mittlere. Der Schwingungspunkt der Kugeln fällt dann natürlich zwischen die Axe und M, den Schwingungsmittelpunkt der vereinfachten parabolischen Regulatoren. (M)

Damit aber die zum Gleichgewicht der Kugeln nöthige Winkelgeschw. od. Umdrehungszahl von der untersten Stellung der Kugeln bis zur obersten stets zunimmt, muss das Verhältniss $\frac{e}{\lambda}$ so angenommen werden, dass

$$\sin\alpha = \sqrt[3]{\frac{e}{\lambda}} \quad \text{od.} \quad \left(\frac{e}{\lambda}\right) = \sin^3\alpha$$, denn

wir haben gesehen dass n ein Minimum erreicht bei einem α dessen sin $= \sqrt[3]{\frac{e}{\lambda}}$ ist, und dass n sowohl gegen 90° als 0° hin wieder zunimmt. Nehmen wir nun an der untersten Schwingungswinkel der Kugeln sei = 30° so muss

$$\frac{e}{\lambda} = \sin^3 30 = 0{,}5^3 = 0{,}125$$ sein.

Damit die Kugeln für $\alpha = 30$ und $\frac{e}{\lambda} = 0{,}125$ im Gleichgewicht seien, muss

$$n = 9{,}55\sqrt{\frac{9{,}81}{\lambda\cos\alpha - \frac{e}{tg\alpha}}} = 9{,}55\sqrt{\frac{9{,}81}{\lambda\left(\cos\alpha - \frac{0{,}125}{tg\alpha}\right)}}$$ sein

hieraus ergibt sich $n^2 = \cancel{\frac{\lambda}{1460}}\ \frac{1460}{\lambda}$ od. $\lambda = \frac{1460}{n^2}$

sei z. B. für $\alpha = 30$, $n = 45$ so ergibt sich

$$\frac{1}{\lambda}\cancel{\lambda} = \frac{n^2}{1460} = \frac{2025}{1460} \qquad \lambda = 0{,}72 \text{ und } e = 0{,}09$$

Soll nun der zu erlangende Gleichförmigkeitsgrad

Der Regulatorsgrad = $i = 20$ sein

so muss die nöthige Umdrehungszahl für das Gleichgewicht in der obern Stellung der Kugeln um $\frac{1}{20}$ grösser sein als 45.

folglich $n_1 = \frac{21}{20}\cdot 45 = 47{,}25$

für diese Umdrehungszahl findet man

aus $n_1 = 9{,}55\sqrt{\frac{g}{\lambda\cos\alpha - \frac{e}{tg\alpha}}}$

$$\cos\alpha\left(0{,}72 - \frac{0{,}09}{\sin\alpha}\right) = \frac{901}{n_1^2} = \frac{901}{2242{,}56} = 0{,}4$$

oder $0{,}72\cdot\sin\alpha - 0{,}09 = 0{,}4\,tg\alpha$

$tg\alpha = 1{,}8\cdot\sin\alpha - 0{,}225$ dieser Gleichung entspricht $\alpha = 45^0 + \frac{1}{2}^0$. Die Grenzen der Schwingungswinkel für diesen Regulator wären dann $\alpha = 30$ und $\alpha = 45^0$ folglich könnten die Kugeln in einem Bogen von 15^0 oder $\frac{15}{360}\cdot 2\cdot\pi\cdot\lambda = 0{,}179$ meter lang schwingen, das mehr als genug ist, um der Hülse noch eine brauchbare Bewegung zu ertheilen.

Beispiel. Es soll ein Regulator mit excentrischen Schwingungspunkten für eine Maschine von 50 Pferden construirt werden. Der verlangte Gleichförmigkeitsgrad sei = $\frac{1}{20}$tel.

Watt nahm für seine Maschinen

Durchmesser der Kugeln $k = 0{,}033(1+\sqrt{N})$

Länge der Pendels $\lambda = 3{,}3k$

Durchmesser der Axe des Reg: $d = 0{,}264k$.

Nehmen wir dieselben Verhältnisse an, so wird.

$k = 0{,}26$ $\lambda = 0{,}86$ und $d = 0{,}07$

der kleinste Schwingungswinkel der Kugeln sei 25^0, es wird demnach

$\frac{e}{\lambda} = \sin 25^3 = 0{,}4226^3 = 0{,}075$, $e = 0{,}0645$.

ferner wird

$$n = 9{,}55\sqrt{\frac{9{,}81}{\lambda\cos\alpha - \frac{e}{tg\alpha}}} \quad \text{od.} \quad \lambda\sin\alpha - e = \frac{901}{n^2}\, tg\alpha$$

$$\lambda(\sin\alpha - 0{,}075) = \frac{901}{n^2}\, tg\alpha \qquad \lambda = \frac{1210}{n^2}.$$

da $\lambda = 0{,}86$, so wird $n^2 = 1407$

und $n = 37{,}5$

Gleichförmigkeitsgrad $\frac{n_1 - n}{n_0} = \frac{1}{20}$ angen.:

$$n' = \frac{41}{39}\cdot 37{,}5 = 39{,}4$$

$$n' = 39{,}4.$$

Für diese größte erlaubte Umdrehungszahl findet man den Schwingungswinkel α', bei welchem die Kugeln wieder im Gleichgewicht sind aus

$$\lambda(\sin\alpha' - 0{,}075) = 0{,}58\, tg\alpha' \qquad \lambda = 0{,}86$$

$$tg\alpha' = 1{,}48(\sin\alpha' - 0{,}075) = 1{,}48\sin\alpha' - 0{,}111$$

Dieser Gleichung entspricht $\alpha' = 40^\circ$.
Die Kugeln dürfen also zwischen 25 und 40° in einem Bogen von $15^\circ = \frac{15}{360}\cdot 2\pi\cdot 0{,}86 = 0{,}22$ Meter Länge schwingen.

Läßt man die Kugeln in einem Bogen v. 20° also bis zu 45° schwingen, so erhält man die dazu nöthige Umdrehungszahl

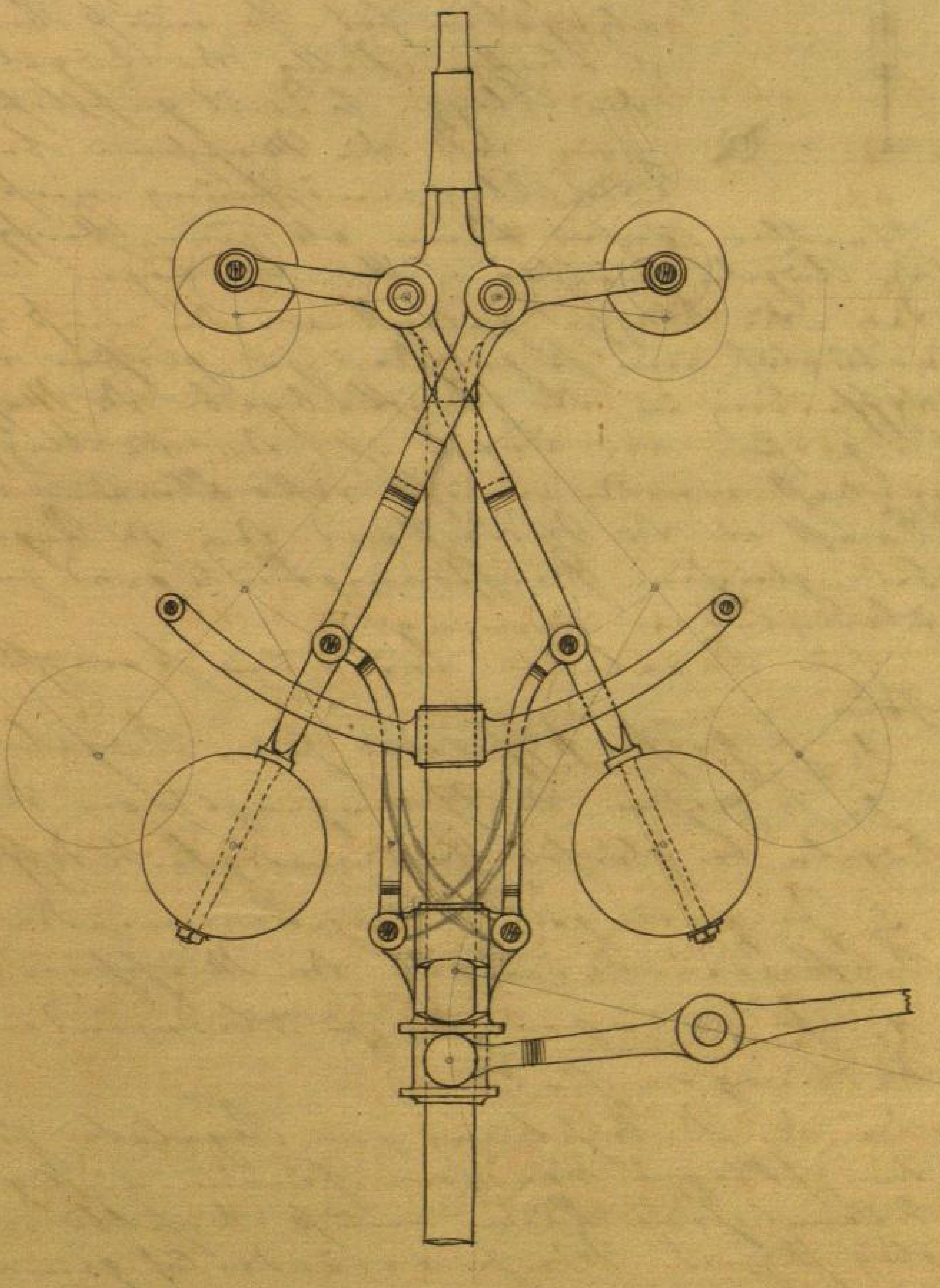
$$n = \sqrt{\frac{901\cdot tg45}{\lambda(\sin 45 - 0{,}075)}} \qquad n = \sqrt{\frac{1426}{\lambda}} \qquad \lambda = 0{,}86$$

$$\frac{e}{\lambda} = \sin 28^{3} = 0{,}075$$

$$n = 40{,}7 \quad \text{und}$$

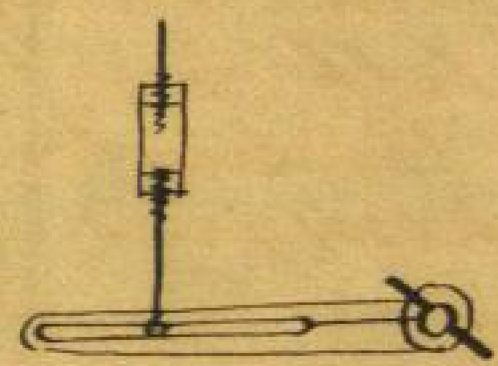
$$i = \frac{2(n_2 - n_0)}{n_2 + n_0}, \quad i = \frac{\cancel{40{,}7 + 37{,}5}}{2(\cancel{37{,}5 - 40{,}7})} = \frac{2(40{,}7 - 37{,}5)}{40{,}7 + 37{,}5} = \frac{1}{12{,}2}$$

Construction eines Excentrischen - Kugelregulators.



bei der untersten Stellung der Kugeln muß die Dampfklappe ganz geöffnet sein, und bei der obersten so weit geschlossen daß die Maschine selbst beim der kleinsten vorkommenden Kraftabgabe nicht schneller zu gehen vermag.

Kommt es so vor. daß eine Maschine zeitweise 10 und zeitweise 30 Pf. abzugeben hat, so muß bei der obersten Stellg der Kugeln die Klappe soweit geschlossen sein daß die Maschine bei dieser Klappenöffnung nicht schneller gehen kann als zum Hochgehen der Kugeln nöthig ist. Der Bogen um den die Klappe gedreht werden muß ist natürlich um so größer je größer die Differenz in der Kraftabgabe der Maschine. Je größer der Bogen ist, um den die Klappe gedreht werd. muß desto kleiner die Kraft od. der Widerstand den der Regulator bei gleichem Gleichförmigkeitsgrad zu überwinden vermag.



Ein Regulator wird um so empfindlicher sein

1, je größer & schwerer seine Kugeln

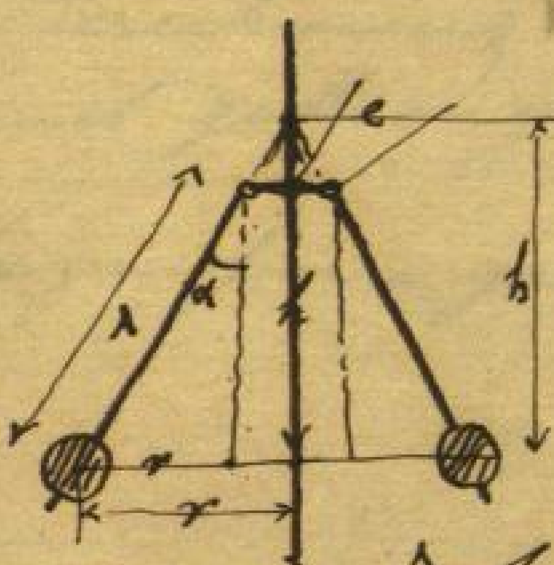
2, Je größer der Schwingungsbogen der Kugeln bei gleicher Geschwindigkeitsdifferenz

3 Je geringer die vorkommende Kraftveränderungen der Maschine

4, Je geringer die zu überwindende Reibungen sind.

Da die Uebersetzung vom Regulator zur Dampfklappe von vorn herein nicht genau bekannt sein kann muß dieselbe auf obig skizzirte Weise veränderlich gemacht werden.

Vergleichung der Gleichförmigkeitsgrade von gewöhnlichen und excentrischen Regulatoren.



Oft werden die Watt'schen Kugelregulatoren so construirt, daß die Schwingungsmittelpunkte der Kugeln nicht in die Axe sondern außerhalb derselben fallen. Diese Construction vermindert den Gleichförmigkeitsgrad, den der Regulator hervorzubringen im Stande ist.

Allgemein ist
$$n = 9{,}55\sqrt{\frac{g}{h}}$$
hier ist
$$h = \lambda\cos\alpha + \frac{e}{tg\,\alpha} \quad \text{folglich} \quad n = 9{,}55\sqrt{\frac{g}{\lambda\cos\alpha + \frac{e}{tg\,\alpha}}}$$
Wir sehen daß dies die gleiche Formel wie die der excentrischen Regulatoren ist mit Ausnahme des Zeichens von e. Wir können daher sagen allgemein ist:
$$n = 9{,}55\sqrt{\frac{g}{\lambda\cos\alpha \pm \frac{e}{tg\,\alpha}}}$$
worin das positive Zeichen dann genommen werden muß, wenn die Schwingungspunkte der Kugeln auf derselben Seite mit den Kugeln liegen.

Sind α und α_1 die zwei (Schwingungs) Grenzwinkel, und n und n_1 die dazu gehörigen Umdrehungsgeschwindigkeiten, so ist
$$\frac{n}{n_1} = \frac{9{,}55\sqrt{\frac{g}{\lambda\cos\alpha \pm \frac{e}{tg\,\alpha}}}}{9{,}55\sqrt{\frac{g}{\lambda\cos\alpha' \pm \frac{e}{tg\,\alpha_1}}}} = \sqrt{\frac{\lambda\cos\alpha_1 \pm \frac{e}{tg\,\alpha_1}}{\lambda\cos\alpha \pm \frac{e}{tg\,\alpha}}}.$$

Ist bei $\alpha = 25^\circ$ $\alpha' = 45^\circ$, e also $= 0{,}078\,\lambda$

so ist für: $e = 0$, d. h. für den reinen Watt'schen Regulator, bei dem die zwei Schwingungsmittelpunkte zusammen und in die Axe fallen

$$\frac{n}{n_1} = \sqrt{\frac{0{,}707}{0{,}906}} = 0{,}883$$

für e negativ. und $= 0{,}075\,\lambda$

$$\frac{n}{n_1} = \sqrt{\frac{0{,}707 - 0{,}075}{0{,}906 - 0{,}161}} = 0{,}918$$

für e positiv und $= 0{,}075\,\lambda$

$$\frac{n}{n_1} = \sqrt{\frac{0{,}707 + 0{,}075}{0{,}906 + 0{,}161}} = \cancel{0{,}90}\ 0{,}854$$

für gleich. Ausschlag ∠ $\alpha = 25$ $\alpha = 45°$

Es sei zb. $n_1 = 40$ so wird für

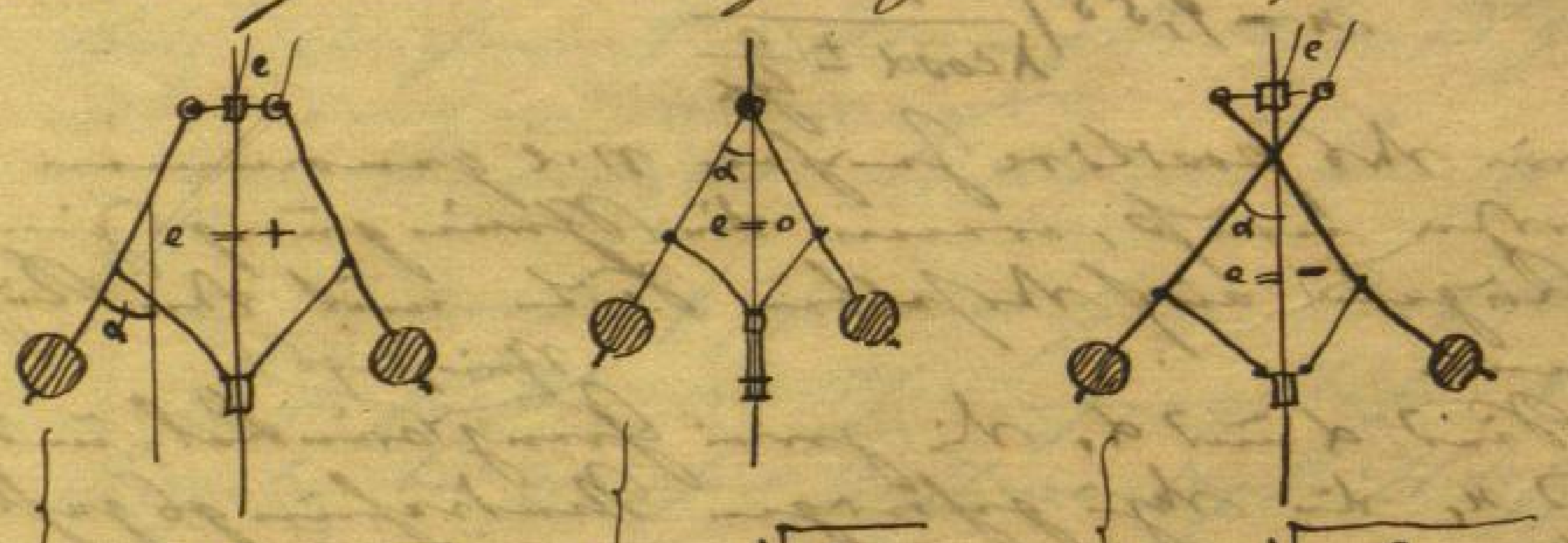
$e = 0$ $n = 35{,}3$ und $i = \frac{n_1 - n}{n_0} = \frac{1}{8}$

e positiv $n = 34{,}2$ " $i = \frac{n_1 - n}{n_0} = \frac{1}{6{,}4}$

e negativ $n = 36{,}7$ " $i = \frac{n_1 - n}{n_0} = \frac{1}{12}$

$n_0 = \frac{n_1 + n}{2}$

Es ist leicht hieraus zu ersehen, daß der excentrische Regulator mit negativem e fast den doppelten Gleichförmigkeitsgrad herzustellen im Stande ist, als der gewöhnliche Wattsche Regulator mit gleichem aber positivem e.



$n = 9{,}55\sqrt{\frac{g}{\lambda\cos\alpha + \frac{e}{\operatorname{tg}\alpha}}}$ $\alpha = 15 - 35°$

$n = 9{,}55\sqrt{\frac{g}{\lambda\cos\alpha}}$ $\alpha = 10 - 40°$

$n = 9{,}55\sqrt{\frac{g}{\lambda\cos\alpha - \frac{e}{\operatorname{tg}\alpha}}}$ $\alpha = 25 - 45°$

Zusammenstellung der Regeln zur Berechnung der verbesserten Wattschen Regulatoren mit gekreuzten Pendelstangen.

Bezeichnungen
k Durchm. der Kugeln
λ Pendellänge
d Durchm. der Axe des Regulators
d_1 Durchm. der Pendelarme
d_2 Durchm. der Zugstangen

Alles in Metern

z. Dicke der Aufhängezapfen
z_1 Dicke der Zugstangenzapfen.

Es ist zu nehmen $k = 0{,}033\,(2 + \sqrt{N_n})$

α_2 der größte
α der mittlere
α_0 der kleinste
Winkel der Pendelarme mit der Axe.

e die Excentricität der Aufhängepunkte der Pendelstangen.

$\sin\alpha_0^3 = \frac{e}{\lambda}$

Die Winkel werden angenommen gewöhnlich
$\alpha_0 = 25$
$\alpha = 35$
$\alpha_2 = 45$

$\lambda = 3{,}3k$ aus $\frac{e}{\lambda} = \sin\alpha_0^3$ wird e berechnet.

$d = \frac{1}{5}k$

$z = \frac{2}{3} \cdot d$

$d_1 = \frac{3}{4}d$

$z_1 = d_2 = \frac{1}{2}d$

$d_2 = \frac{1}{2}d$

$$n = 9{,}55\sqrt{\frac{g}{\lambda\cos\alpha - \frac{e}{tg\,\alpha}}}$$

---

für $\alpha_0 = 25$ $\alpha = 35$ $\alpha_2 = 45$ wird $\frac{e}{\lambda} = \sin\alpha_0^3 = 0{,}075$

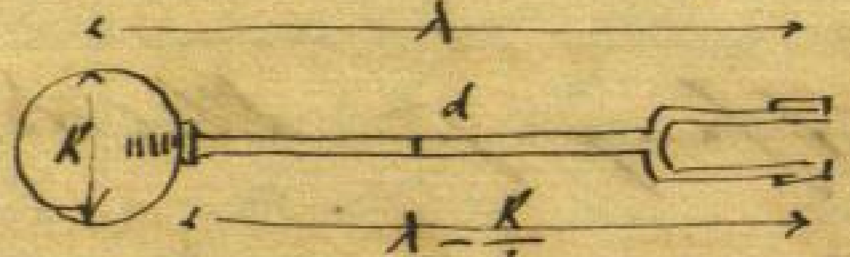
und $n_0 = \sqrt{\frac{1210}{\lambda}}$ $n_2 = \sqrt{\frac{1426}{\lambda}}$ $\left\{ \begin{array}{l} n_2 \text{ größte} \\ n_0 \text{ kleinste} \end{array} \right\}$ Umdrehungszahl.

$i = \frac{n_2 + n_0}{2(n_2 - n_0)} = 12{,}2.$

$n = \frac{n_2 + n_0}{2}$

Einfluß des Gewichts der Pendelstangen auf die Umdrehungszahl des Regulators.

Die vorhergehende Rechnung wurde so ausgeführt, als wenn das Gewicht der Pendelstangen Null oder als hiefst durch ein Gegengewicht balancirt wäre. Daher ist es jedoch wenn man den Einfluß der Pendelschwere auf die Umdrehungszahl berücksichtigt und nur Hülse und Zugstangen balancirt. Der Schwerpunkt des ganzen Pendels mit Kugel fällt alsdann nicht wie es in der Rechnung angenommen wurde in den Mittelpunkt der Kugeln, sondern weiter hinauf.

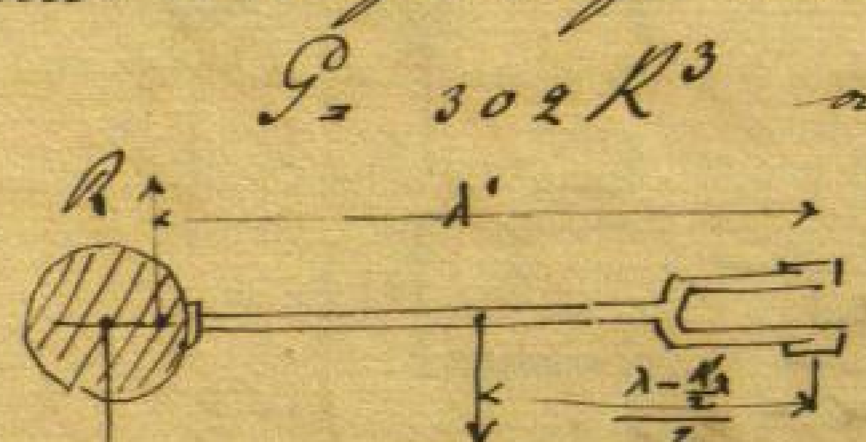


Da nach obigen Verhältnissen die Dicke der Pendelarme $d = \frac{3}{20} k$ ist und die Länge derselben $\lambda - \frac{k}{2} = 3{,}3k - 0{,}5k = 2{,}6\,k$ so fällt das Gewicht jeder Stange

$$S = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \left(\lambda - \frac{k}{2}\right) \cdot \gamma = \frac{\pi \cdot \frac{3^2}{20}}{4} \cdot 2{,}6k \cdot \gamma = 0{,}046 \cdot k \cdot 7788 = 358\,k$$

und das Gewicht einer Kugel $= \frac{4}{3} \cdot k^3 \cdot \pi \cdot \gamma' = G$

$G = 302\,k^3$ aus

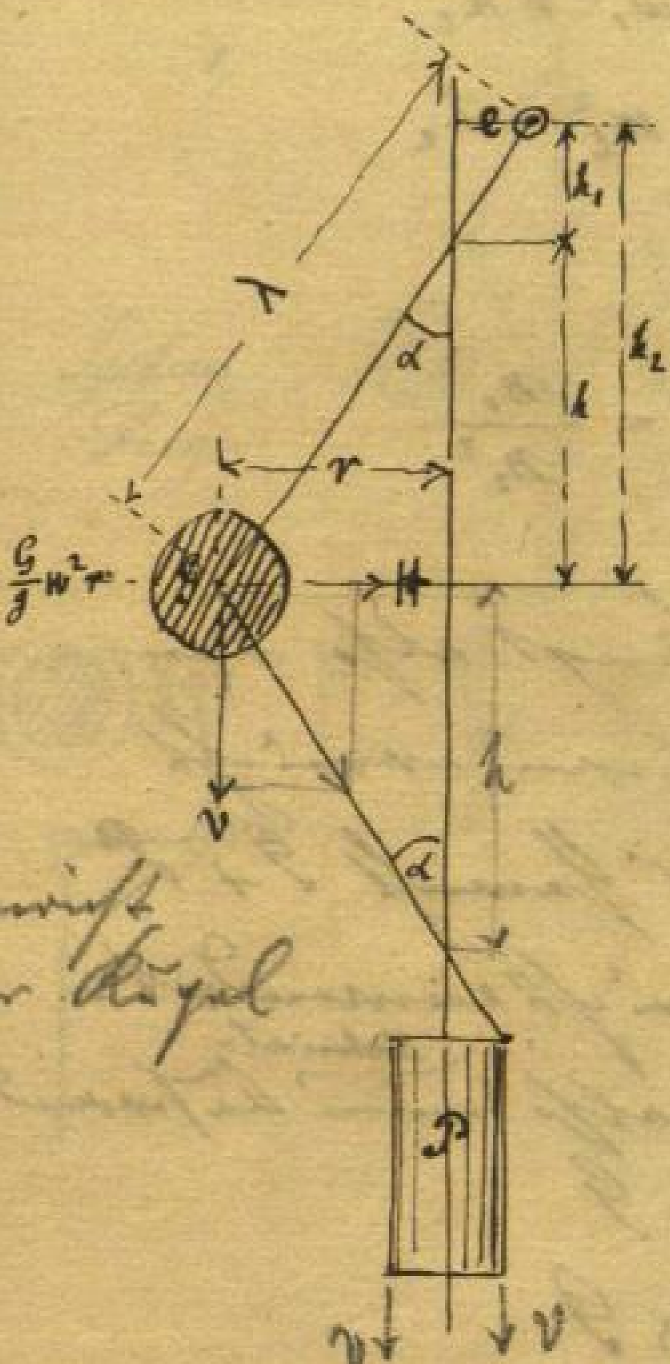


Hieraus rechne man sich den wirklichen Schwerpunkt des Pendels aus und suche für das gefundene λ' die Umdrehungszahlen.

Man hat $R = G + S$ und $G\lambda + S\left(\frac{\lambda - \frac{k}{2}}{2}\right) = R \cdot \lambda'$ woraus λ' bestimmt werden kann. Es ist klar daß das neue λ' kleiner ist als λ und daher auch

Die neuen Umdrehungszahlen grösser als die früheren sind.

Regulator mit gekreuzten Armen und Gewichtshülse



G Gewicht jeder Kugel

Es ist $(G+V)(r+e) + H\cdot h_2 = \frac{G}{g}\omega^2 r h_2$

$V=\frac{P}{2}$ $\quad \frac{H}{V}=\frac{r}{h}=\frac{r+e}{h_2}=tg\,\alpha \quad h=\frac{r}{tg\,\alpha}$

$H = V\,tg\,\alpha = \frac{P}{2}\,tg\,\alpha$

$(G+\frac{P}{2})\cancel{h_2}\,tg\,\alpha + \frac{P}{2}\,tg\,\alpha\,\cancel{h_2} = \frac{G}{g}\omega^2 r \cancel{h_2}$

$(G+P)\,tg\,\alpha = \frac{G}{g}\omega^2 r \qquad \omega=\sqrt{\frac{G+P}{G}\cdot\frac{g\,tg\,\alpha}{r}}$

$\omega r = \frac{2\pi r\cdot n}{60} = \frac{6,28}{60}\cdot r n \qquad \omega=\frac{n}{9,55} \qquad n=9,55\,\omega$

$n = 9,55\sqrt{\frac{G+P}{G}\cdot\frac{g\,tg\,\alpha}{r}} = 9,55\sqrt{\frac{G+P}{G}\cdot\frac{g}{h}}$

$h=\lambda\cos\alpha - \frac{e}{tg\,\alpha} \qquad n=9,55\sqrt{\frac{G+P}{G}\cdot\frac{g}{\lambda\cos\alpha-\frac{e}{tg\,\alpha}}}$

Für $P=0$ erhält man die frühere Formel $n=9,55\sqrt{\frac{g}{h}}$

für $P=3G$ wird $n_1 = 9,55\sqrt{\frac{4G}{G}\cdot\frac{g}{h}} \qquad n_1 = 2\cdot 9,55\sqrt{\frac{g}{h}}$

die Umdrehungszahl ist um so grösser je grösser P im Vergleich mit G wird und steigt aufs doppelte für $P=3G$. Hängt P nicht direct am Hebelarm der Kugeln sondern an einem kürzeren Hebelarm so muss es verhältnissmässig grösser sein. Durch Regulieren von P kann man leicht den Regulator für jede gewünschte Tourenzahl ändern.

Die frühere Untersuchung, dass $\sin\alpha = \sqrt[3]{\frac{e}{\lambda}}$ sein muss gilt hier unverändert wieder.

Regeln: Kugeldurchm. $K = 0,3$ bis $0,66$ Cylinderdurchm.

$\lambda = 1,65$ bis $3,3\,K$

$n=9,55\sqrt{\frac{G+P}{G}\cdot\frac{g}{\lambda\cos\alpha-\frac{e}{tg\,\alpha}}}$

$P=3G \qquad n=19,1\sqrt{\frac{g}{\lambda\cos\alpha-\frac{e}{tg\,\alpha}}}$

$\frac{e}{\lambda}=0,075$ für $\alpha_0=25°$ $\quad n_{(\alpha_0)}=\frac{2\cdot 34,66}{\sqrt{\lambda}}$

$\alpha_1=45° \quad n_{(\alpha_1)}=\frac{2\cdot 37,66}{\sqrt{\lambda}} \qquad \frac{n_{\alpha_1}}{n_{\alpha_0}}=1,085$

$\frac{e}{\lambda}=0,040$ für $\alpha_0=20°$, $\alpha_1=30°$ $\quad \frac{n_{\alpha_1}}{n_{\alpha_0}}=\frac{\sqrt{\cos 20-0,04\,ctg\,20}}{\sqrt{\cos 30-0,04\,ctg\,30}}=1,041$

Empfindlichkeitsgrad des Regulators.

W Ist W der Widerstand (Reibung) der Hülse und sind w_1 + w_2 die Winkelgeschw. bei welchen die Centrifugalkraft denselben von unten nach oben und von oben nach unten überwindet so ist

$$\left(Q+\frac{P}{2}+\frac{W}{2}\right)(r+e)+\left(\frac{P}{2}+\frac{W}{2}\right) tg\alpha\, h_2 = \frac{G}{g} w_1^2 r h_2$$

$$\left(Q+\frac{P}{2}-\frac{W}{2}\right)(r+e)+\left(\frac{P}{2}-\frac{W}{2}\right) tg\alpha\, h_2 = \frac{G}{g} w_2^2 r h_2$$

$$\left(G+\frac{P}{2}+\frac{W}{2}\right)\cancel{h_2}\, tg\alpha+\left(\frac{P}{2}+\frac{W}{2}\right)\cancel{h_2}\, tg\alpha = \frac{G}{g} w_1^2 r \cancel{h_2}$$

$$w_1^2 = \frac{G+P+W}{G}\cdot\frac{g\,tg\alpha}{r}$$

$$w_2^2 = \frac{G+P-W}{G}\cdot\frac{g\,tg\alpha}{r} \qquad \frac{w_1^2}{w_2^2} = \frac{G+P+W}{G+P-W} = \frac{n_1^2}{n_2^2}$$

Die Empfindlichkeit des Regulators hängt also von $G+P$ ab sobald W gegeben ist und man erreicht dasselbe Resultat, wenn jeder Kugel das Gewicht $G+P$ gegeben wird & man kein Hülsengewicht anwendet.

Für $n_0 = 2n$ wird $P = 3G$ und man hat also mehr Material-Aufwand

1. Mit Gewichtshülse von $2Q + 3G = 5G$
2. ohne " " von $2(Q+3G) = 8G$

dabei muss aber P an den Kugeln hängen. Hängt es nur an halben Hebelarmen so muss es doppelt so schwer sein und man braucht dann $2\times Q + 6G = 8G$, hat also dann keine Materialersparniss mehr, sondern nur einen doppelt so schnell laufenden Regulator, der mehr Betriebskraft braucht & sonst keinen Vortheil bietet.

$$\frac{n_1}{n_2} = \sqrt{\frac{G+P+W}{G+P-W}}$$ muss stets kleiner sein als $\frac{n_{d0}}{n_{d1}}$, da sonst der Regulator stets ganz ausschlagen würde.

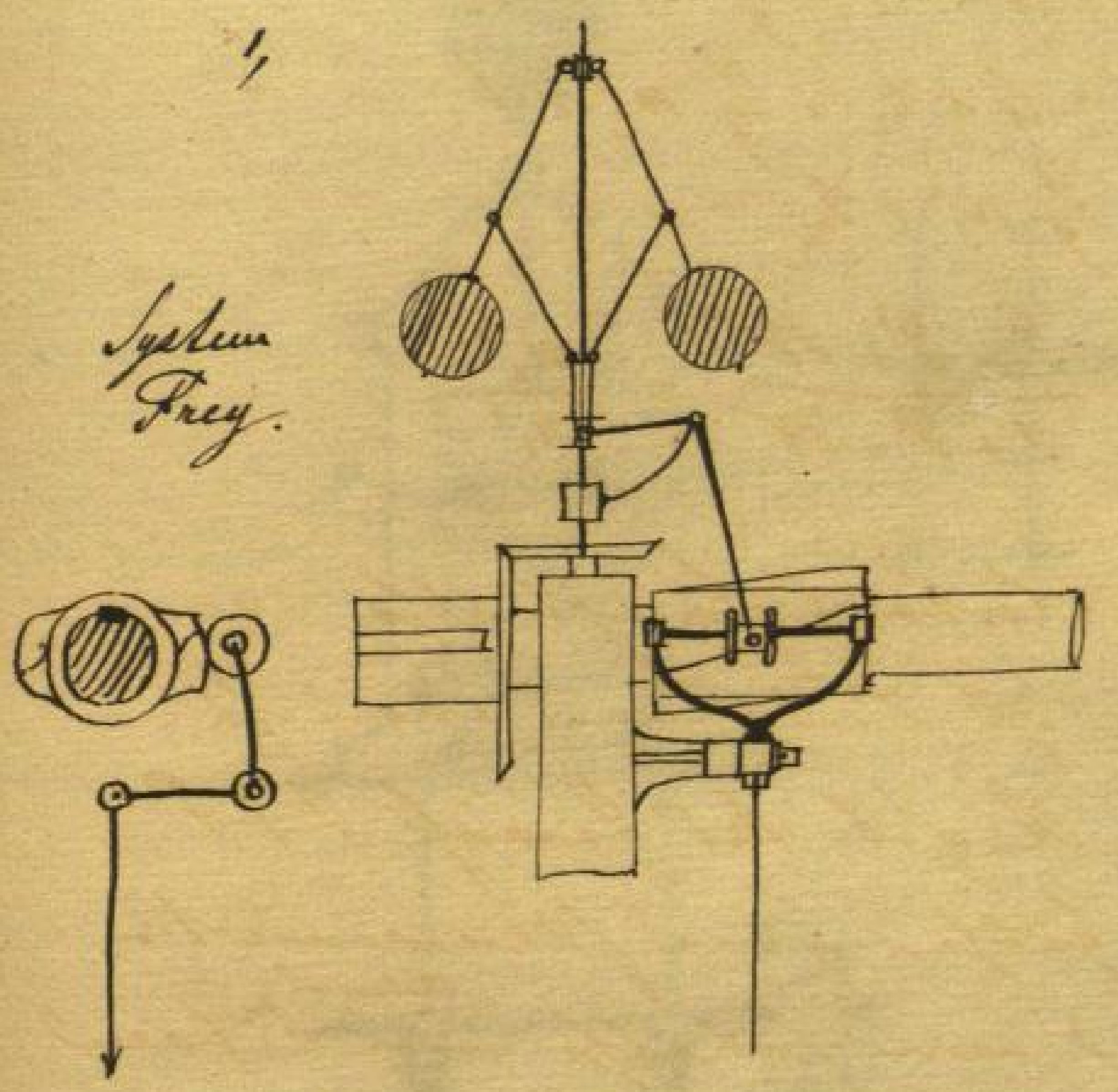
Für Dampfmaschinen genügt $\frac{n_1}{n_2} = 1,02$ woraus sich ergibt

$$W = \frac{G+P}{51}.$$

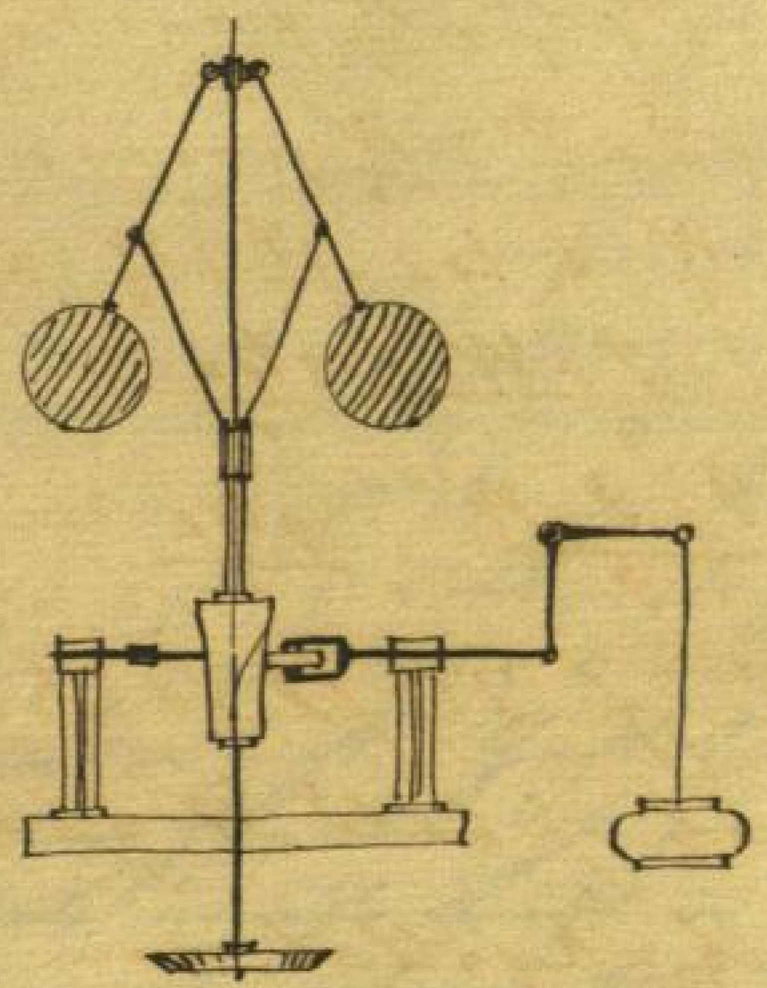
Zusammenstellung
von Regulatoren welche auf den Expansionsgrad wirken.

1,

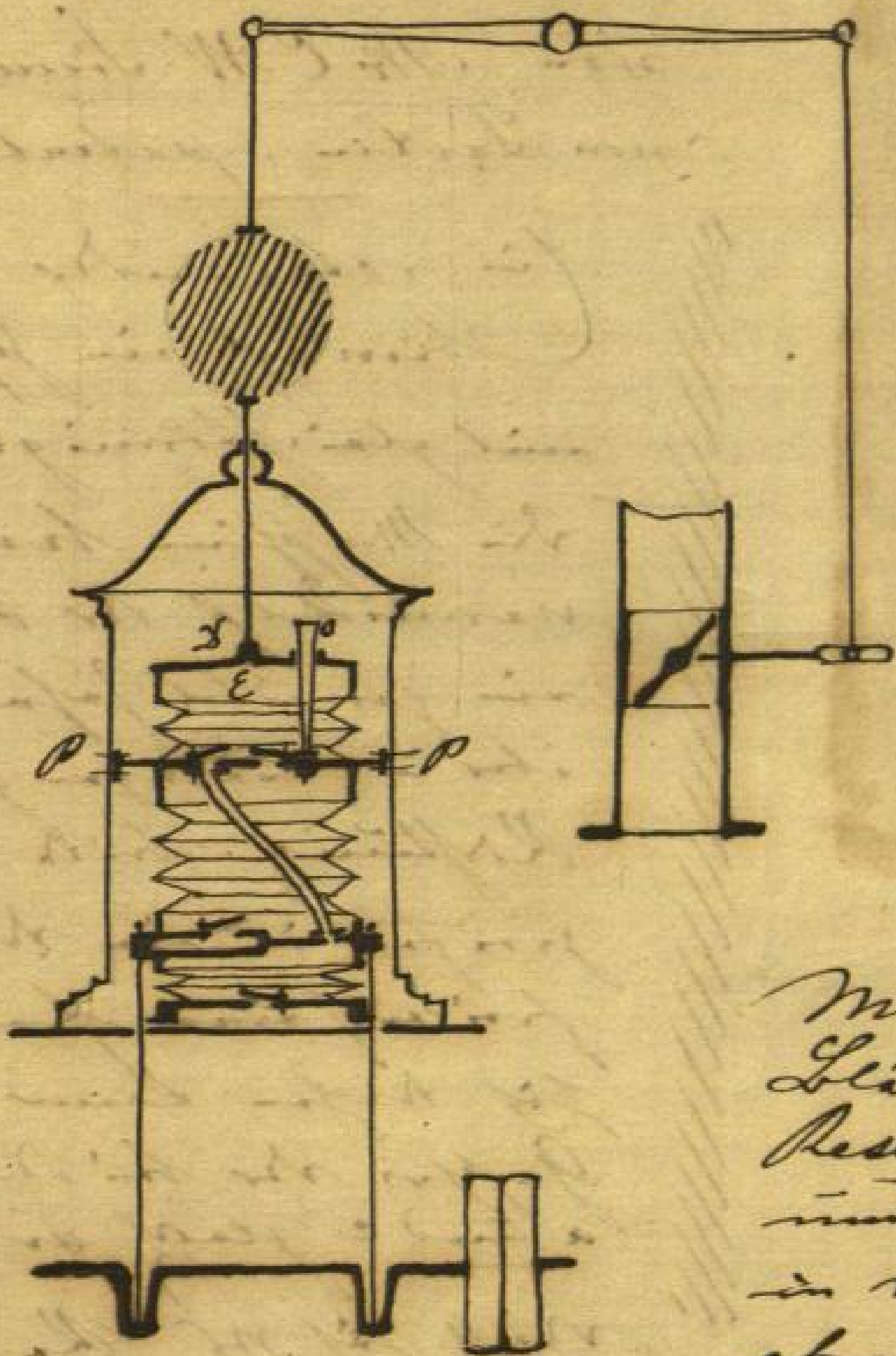
System Frey.



2,



Blasbalgregulator.

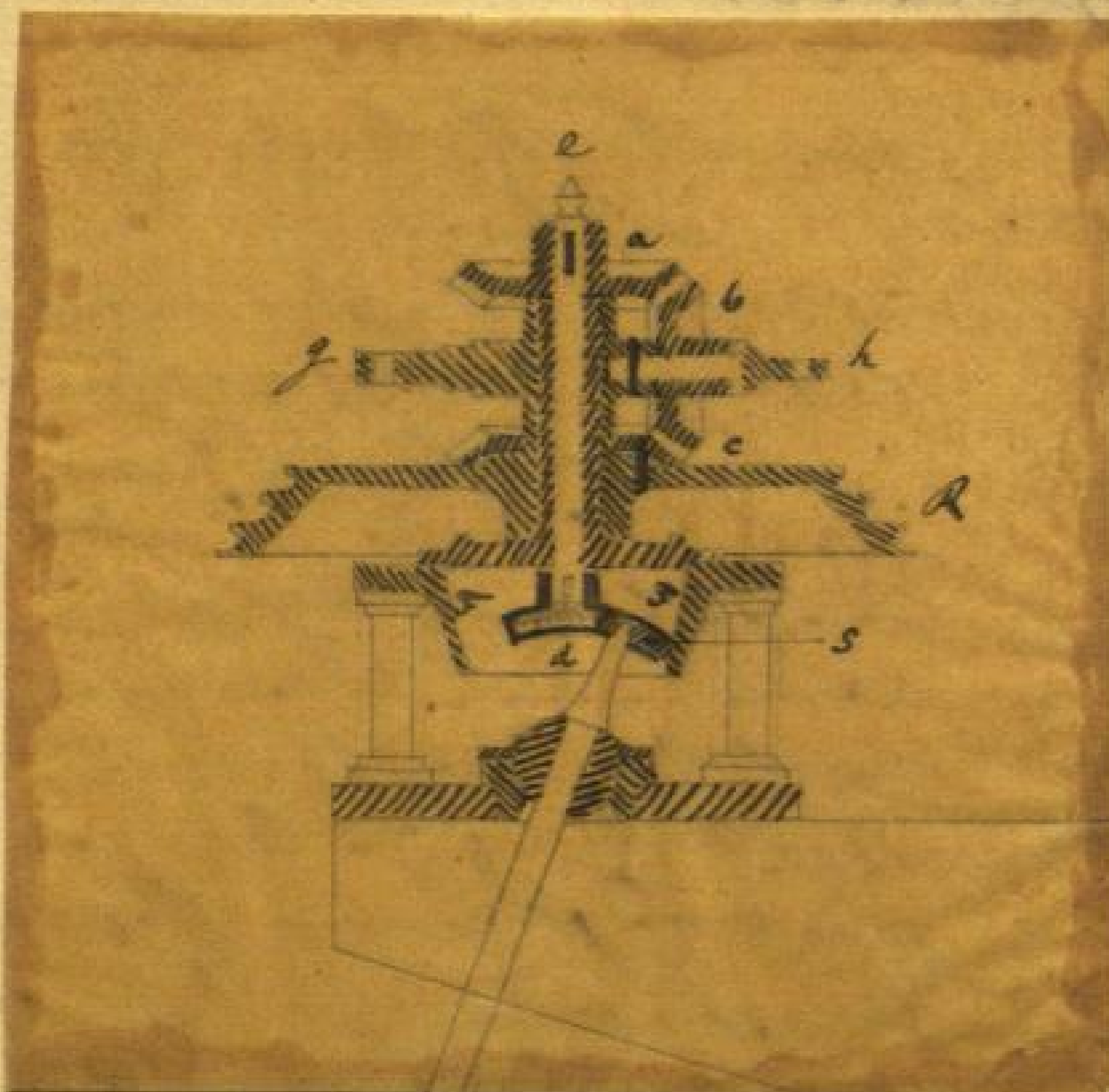


von M. Molinié de St Pons 1838 für Wasserräder 1840 für Dampfmaschinen patentirt.

Das Princip dieses Regulators besteht darin einen Blasbalg mit der Maschine in Verbindung zu bringen der Luft in ein Reservoir E zwängt, aus dem dieselbe durch eine Öffng O wieder entweicht. Geht die Maschine schneller so zwängt der Blasbalg mehr Luft in das Reservoir, als entweichen kann, und drückt den Deckel D desselben in die Höhe. Dieser Deckel steht aber mit der Dampfklappe oder dem Schützen in Verbindung und regulirt so den Dampf od. Wasserzufluß.

Da aber schon ein bedeutend schnellerer Gang der Maschine nöthig wäre um auf den Deckel D den nöthigen Druck auszuüben, so hat Molinié in die Öffnung O einen Conus eingesetzt, der mit der festen Platte PP verbunden ist. Durch diesen Conus verringert sich die Ausströmungsöffnung der Luft, sobald D anfängt zu steigen.

Die Wirkung dieses Regulators äußert sich trotzdem erst bei einer bedeutenden Veränderung der Geschw. der Maschine. Der Regulator ist complicirt und die Zerbrechlichkeit seiner Theile wird seine Anwendung sehr beschränken.



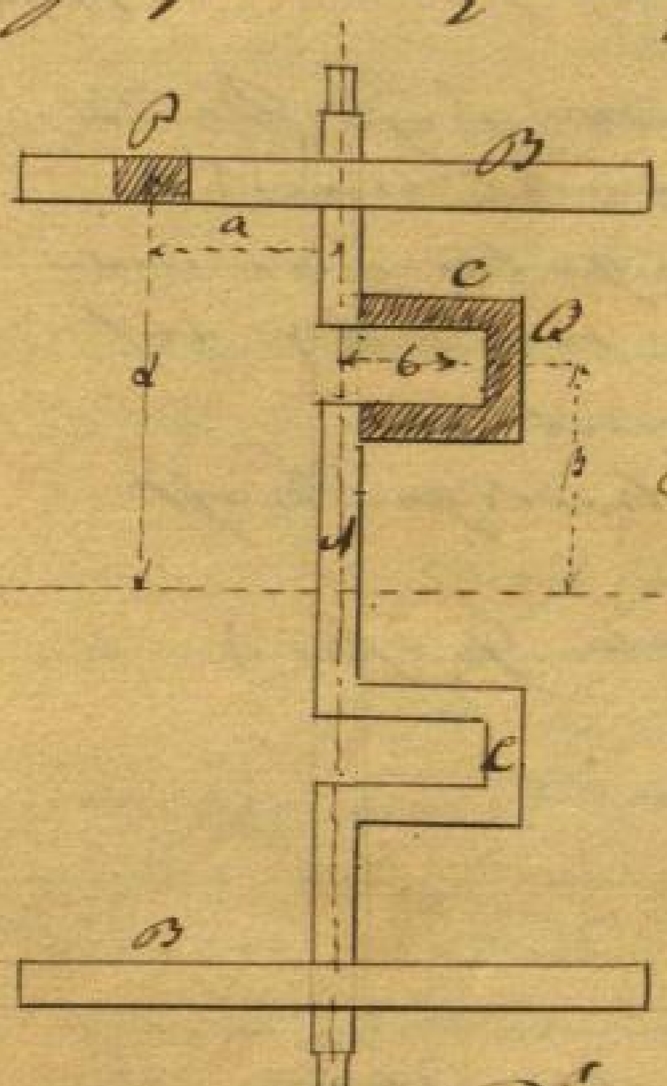
Chronometer-Regulator

von Mr C. W. Siemens von Berlin. patentirt 1846

Ein rotirender Pendel bewegt ein Zahnrad a mit gleichförmiger Geschw. Die Maschine bewegt vermittelst der Rolle k ein zweites Zahnrad c aber in entgegengesetzter Richtung. Beide Räder greifen in ein Mittelrad b, welches frei auf einer Hülse sich drehen kann. Ist die Geschw. der beiden Räder a und c gleich groß, so dreht sich das Rad b um seine Axe ohne die Hülse vom Platz zu bringen. Bei einer Veränderung der Geschw. aber bewegt das Rad b die Hülse um die vertik. Axe d und mit ihr die 2 Hebel gk nach der Dampfklappe.

Zwei Bolzen i i dienen dazu die Drehung der Hülse und gh innerhalb 2er Grenzen zu halten. Ein Gewicht g wird so regulirt daß die Maschine dem Pendel alle Kraft wieder ersetzt, welche derselbe an Reibg verliert. Zur Begrenzung der Schwingungsbogen dient ein Stahlstift s, der vom Pendel gegen eine frictionsscheibe f f gedrückt wird.

Ist geb. A die Axe eines Locomotives u. B die Räder, C u. C, 2 Kurbeln. Da man leicht einsieht, daß bei Umdrehung der Curbeln die Bewegung nicht gleichförmig gehen kann, da die beiden Curbeln bald gehoben bald gesenkt werden, so wollen wir einmal sehen ob ein in den Radspeichen angebrachtes Gegengewicht bei der Entfernung a obigen Forderungen entspricht, d. h. ob man durch ein Gegengewicht an dem Rad, die sp. Curbelage zu freien Axe machen kann.



Es sei Q das Gewicht der Curbel C u. die Entf. b von der Axe.

Die ersten Bedingung, daß die Axe durch den Schwerpunkt geht, ist wie man leicht einsehen entsprochen.

Für die 2te Bedingung hätten wir die Gl.

$$Pa = Qb$$

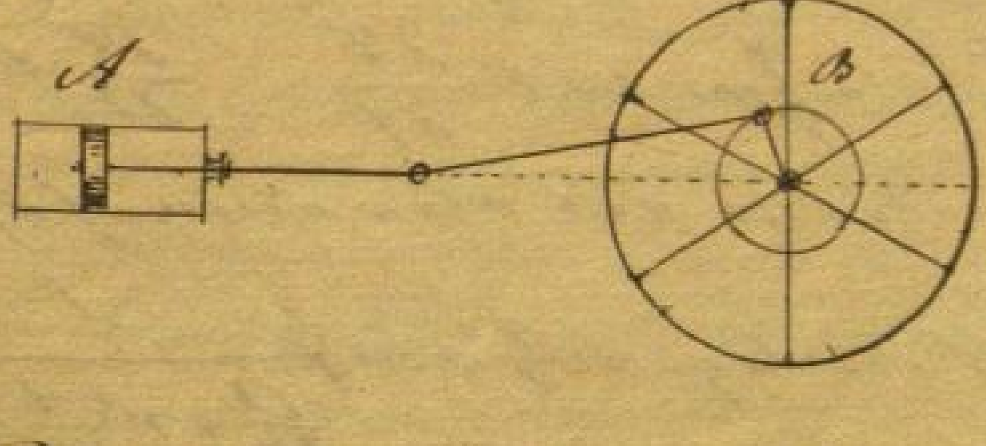
$$\frac{Q}{g} b\omega^2\beta = \frac{P}{g} a\omega^2\alpha$$

$$Qb\beta = Pa\alpha$$ demnach müßte

$\alpha = \beta$ sein, was nicht sein kann.

Wir sehen hieraus daß wir in diesem Fall, durch ein Gegengewicht keine freie Axe erzielen können.

Ausgleichung der Massenbewegungen von hin u. hergehenden Massen.



Es sei A ein liegender Dampfcylinder u. B ein Schwungrad mit einer Curbel die von dem Kolben getrieben wird. Wir wollen hier von den Reibungen u. Gewichte der Theile ganz absehen, und blos das Massenspiel betrachten.

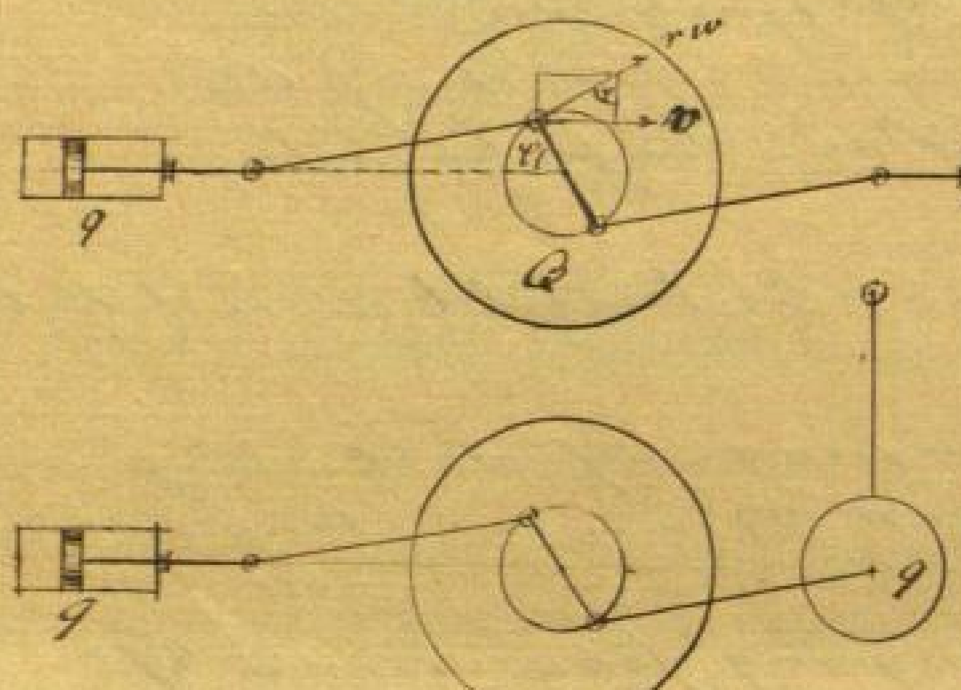
Man sieht leicht ein, daß hier die Bewegung der Curbel also auch des Schwungrads keine gleichförmige sein kann.

Denn: Im ersten Quadranten wird, da das Schwungrad eine gewisse lebendige Kraft besitzt, der Kolben fortgezogen. Im zweiten Quadranten hat der Kolben seine größte Geschwindigkeit erlangt und behält, vermöge seiner Trägheit der

Schwungrad. ist m.

Dieses hin u. her Fortreißen der Massen bewirkt an der Axe in den Lagerzapfen bedeutende Reibung, die schnell dieselben ausschlagen.

Um diesen Übelstand abzuhelfen bringt man entweder wie Figur a zeigt einen gegenwirkenden Kolben an oder man verbindet es mit einem Gegengewicht q, das als Pendel aufgehängt ist.



Bei Fällen, wo diese Mittel nicht angewandt werden können, ist es gut, wenn man den Druck für jeden $\angle\varphi$ auf die Axe kennt:

Es ist: die lebendige Kraft

$$\frac{Q}{2g}\cdot w^2 + r^2 w^2 \sin\varphi^2 \frac{q}{2g} = L \text{ (einer Constanten Größe)}$$

folglich $$w^2 = \frac{L}{\frac{Q}{2g} + r^2\frac{q}{2g}\sin^2\varphi}$$

Ist nun das Gewicht eines Körpers G, die auf ihn wirkende Kraft K, dv der Zuwachs an Geschwindigkeit in einer Zeit dt, so ist $dv = g\frac{K}{G}dt$ $\qquad \frac{dv}{dt} = g\frac{K}{G} \qquad K = \frac{G}{g}\frac{dv}{dt}$

Wenden wir dies auf obigen Fall an, so wissen wir

$v = r w \sin\varphi$ setzen $G = q$

dann ist $K = \frac{q}{g}\cdot\frac{d(r w \sin\varphi)}{dt} = \frac{q}{g} w r \cos\varphi \frac{d\varphi}{dt}$ $\qquad \frac{d\varphi}{dt} = w$ erhalten

folglich $K = \frac{q}{g} r \cos\varphi\, w^2$ od. das w aus oben eingesetzt

K d.i. der Druck für den $\angle\varphi$ auf die Axe $= \frac{q}{g} r \cos\varphi \frac{L}{\frac{Q}{2g} + r^2\frac{q}{2g}\sin^2\varphi}$

Nun kann man im Allgemeinen die Fragen aufstellen:

1. Wann soll ein Schwungrad angewendet werden?
2. Welches Moment muß dasselbe haben?
3. Wo soll es hingesetzt werden, auf welche Welle?

Diese Fragen werden wie folgendes gelöst.

Wo Unregelmäßigkeit in Kraft u. Widerstand vorhanden ist, u. man nicht weiß in welchem Augenblick diese eintritt, wie das bei vielen Arbeitsmaschinen der Fall ist, kann man keine Gegengewichte anwenden, wie man leicht einsieht, sondern da muß ein Schwungrad sein, was in jedem Augenblick fähig ist die Unregelmäßigkeiten in sich aufzunehmen, u. zu vertheilen.

Wo aber die Widerstände regelmäßig ungleichförmig sind, und in gewissen Zeiten auftreten mit sehr großer Intensität, da kann man kein Schwungrad anwenden, da dasselbe zu colossal würde, sondern in diesem Fall muß man theils durch Gegengewichte theils auch schon die Leitung des Receptors regulieren.

Bei kleinen Arbeitsmaschinen, die sehr schnell gehen soll, wendet man Schwungrädchen an, die die Verschiedenheit der Werkzeuge gewissermaßen ausgleichen, d.h. die die Ungleichförmigkeit der Bewegung u. der Walzenbewegung in sich verschluckt.

Wahrscheinlich kann man sagen, wo eine Kurbel angewendet wird, und die Bewegung soll gleichförmig gehen, muß ein Schwungrad angewendet werden, wenn es der Raum erlaubt.

Bei Locomotiven, die selbst eine ungeheure Masse haben u. eine schnelle Bewegung, ist kein Schwungrad nothwendig. Bei Schiffsdampfmaschinen erlaubt es der Platz nicht. Dort kann man sich dadurch helfen, daß man das Schiff sehr groß macht im Verhältniß zur Kräfte der Maschine.

Was die Masse der Schwungräder betrifft, kann man sagen: die lebendige Kraft, die ein Schwungrad bei seiner normalen Geschwindigkeit besitzt, soll in einem gewissen Verhältniß größer sein als der Effect der Maschine, oder anders ausgedrückt: so groß, daß, wenn die Maschine leer läuft, sie doch eine gewisse Zeit fähig sein muß, um das Schwungrad in seiner normalen Geschwindigkeit zu erhalten.

d.h. $\frac{Gv^2}{2g} = 75\,N \cdot T$ or $G = 2g\,\frac{75\,NT}{v^2}$

wo T diese obengenannte Zeit ausdrückt, die man am besten aus schon vorhandenen Maschinen berechnen kann.

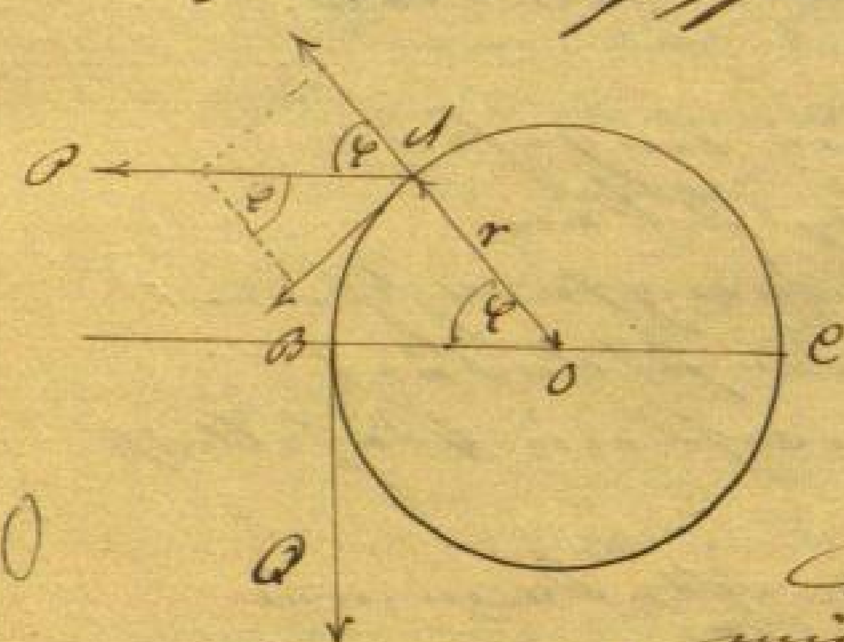
Ist z.B. $N = 40$
$Q = 3000\,k.$ = Gewicht des Schwungrades
$r = 6\,m$ $g = 10$
so hat man $T = \frac{30 \cdot 369}{80 \cdot 45}$ = 1,8 Secunden.

Bestimmung der Gewichtes eines Schwungrades

Zur Entwicklung dieser Bestimmung wollen wir annehmen: die Maschine sei im Beharrungszustand sodann 1. der Kolben werde durch den Dampf durchaus immer gleichförmige Kraft bewegt, 2. der Widerstand sei ebenfalls eine gl. 3 die Kurbel sei im Verhältniss zur Masse des Schwungrades so, wie auch die anderen auf derselben Axe befindliche Masse sehr klein.

Sodann nehmen wir die Kolbenstange so unmäßig lang, damit ihre Richtungen als horizontal angenommen werden kann.

R sei der Halbmesser des Schwungrades
G Gewicht des Schwungrades
Q der Widerstand der, der Bewegung der Axe entgegenwirkt, u. Winkelgeschwindigkeit



r Halbmesser der Kurbel
P die Kraft die an der Schubstange wirkt, so ist:

$$P \cdot 2r = Q r \pi$$

$$P = \frac{\pi}{2} Q,$$ die Tangentialkraft:

$$P \sin\varphi = \frac{\pi}{2} Q \sin\varphi$$

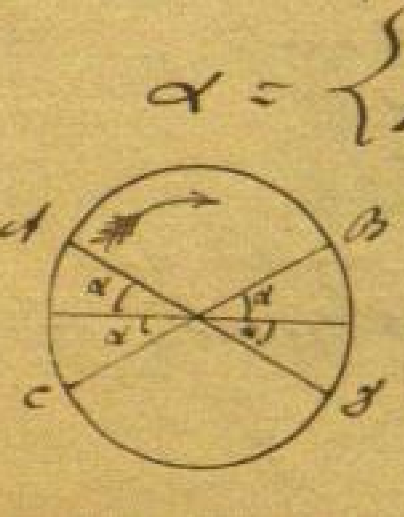
So lange nun $\frac{\pi}{2} Q \sin\varphi < Q$, so lange nimmt die Geschwindigkeit ab

Wenn aber $\frac{\pi}{2} Q \sin\varphi > Q$ so nimmt dieselbe zu

Oder für die Abnahme der Bewegung ist $\frac{\pi}{2}\sin\varphi < 1$ od. $\sin\varphi < \frac{2}{\pi}$
und " " Zunahme " " ist $\frac{\pi}{2}\sin\varphi > 1$ od. $\sin\varphi > \frac{2}{\pi}$

Ist nun α derjenige Werth von φ für welchen $\sin\varphi = \frac{2}{\pi}$ wird, so ist $\sin\alpha = \frac{2}{\pi}$.

$$\alpha = \begin{cases} 39^\circ + 32' \\ 180 - (39^\circ + 32') \end{cases}$$



Geht also die Kurbel, wie der Pfeil anzeigt, so erreicht sie in A ein Minimum, sodann wächst ihre Geschw. bis B wo sie ein Maximum erreicht hat u. nimmt wiederum ab, bis D u. bei C erreicht hat sie abermals ein Maximum erreicht.

Geht die Kurbel aus einem Minimum in ein Maximum über, so muß eine gewisse Wirkungsgröße dazu entwickelt werden u. diese ist:

$$P.2r\cos\alpha = \frac{\pi}{2}Q.2r\cos\alpha = \pi r Q\cos\alpha$$

$$Q(r\pi - 2r\alpha) = r(\pi - 2\alpha)Q$$ = dem entwickelten Widerstand innerhalb derselben Zeit.

Ist nun c die Geschwindigkeit der Kurbel im Anfang u. C am Ende des Überganges, so ist die Differenz

$$\pi r Q\cos\alpha - rQ(\pi - 2\alpha) = \frac{G}{2g}R^2C^2 - \frac{G}{2g}R^2c^2$$

$$= \frac{G}{2g}R^2(C^2 - c^2) \qquad rQ\{\pi\cos\alpha - (\pi - 2\alpha)\} = \frac{G}{2g}R^2(C^2 - c^2)$$

Ist ε die mittlere Geschwindigkeit mit der sich das Schwungrad drehen müßte um in 1" Zeit eine Umdrehung zu machen, so sollen c, ε u. C nicht viel von einander verschieden sein. Es ist:

$$\varepsilon = \frac{C+c}{2} \text{ u. } C - c = \frac{\varepsilon}{i}$$ d.h. = einem aliquoten Theil von ε

$$C^2 - c^2 = \frac{2\varepsilon^2}{i}$$, also findet man nun:

$$rQ\{\pi\cos\alpha - (\pi - 2\alpha)\} = \frac{G}{2g}R^2(C^2 - c^2) = \frac{1}{2g}GR^2\frac{2\varepsilon^2}{i}$$

$$GR^2 = \frac{gi}{\varepsilon^2}rQ\{\pi\cos\alpha - (\pi - 2\alpha)\}$$

$\frac{rQ}{\varepsilon^2}$ läßt sich noch praktischer ausdrücken. Es ist nämlich

$$Qr\varepsilon = 75N. \quad Qr = \frac{75N}{\varepsilon} \quad \frac{Qr}{\varepsilon^2} = \frac{75N}{\varepsilon^3}$$

Nun haben wir

$$\varepsilon = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30}$$, wenn n die (p. Minute) Anzahl der Umdrehungen bedeutet

$$\frac{1}{\varepsilon^3} = \left(\frac{30}{\pi n}\right)^3 \quad \frac{Qr}{\varepsilon^2} = \frac{75N}{n^3}\cdot\left(\frac{30}{\pi}\right)^3$$

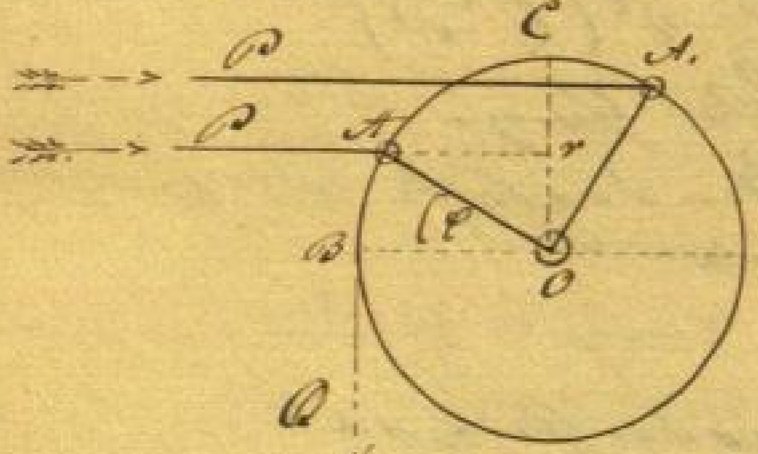
$$GR^2 = gi\frac{75N}{n^3}\left(\frac{30}{\pi}\right)^3\{\pi\cos\alpha(\pi - 2\alpha)\}$$

$$GR^2 = \mathfrak{A}\frac{iN}{n^3}$$, wo $$\mathfrak{A} = \frac{75\,g\,(30)^3}{\pi^3}\{\pi\cos\alpha - (\pi - 2\alpha)\}$$ ist

Da man jetzt das Trägheitsmoment GR^2 kennt, so kann man leicht bei gegebenem R das Gewicht des Rades finden. Pl. 210 Fig. ist die graphische Formel zur Bestimmung von G angedeutet.

Wir sehen hieraus daß langsam laufende Wellen größere Räder brauchen als schnell laufende.
Daß nun wirklich zeitlich bei einer Maschine die mittlere Geschwindigkeit eintritt, das hängt von der motorischen Kraft ab; wird die Maschine durch Dampf getrieben, so muß eine entsprechende Menge Dampf per einer gewissen Zeit auf den Kolben wirken.

Bestimmung der Schwungmasse
für eine Maschine mit doppelten Kurbeln u. doppelten Cylindern



Es sei P die Kraft mit welcher jede Schubstange von dem Kolben getrieben wird. Die Kurbeln stehen auf einander senkrecht. Der Widerstand der diesen Kräften entgegen wirkt sei Q, dann haben wir, wenn wir die Wirkung durch $\frac{1}{4}$ Kreis betrachten: $Pr + Pr = Qr\frac{\pi}{2}$

$2rP = Qr\frac{\pi}{2}$ $\quad P = \frac{\pi}{4}Q$ od. $(2P) = \frac{\pi}{2}Q$

Steht der Punkt A der einen Kurbel bei B, so steht der A_1 bei C. In diesem Augenblick das Moment von A = 0 und das von A_1 hat seine volle Wirkung. Wenn sie beide so stehen wie die Fig. zeigt, so sehen wir hat das Moment von A_1 erst unbedeutend abgenommen, während das von A schon um ein beträchtliches zugenommen hat. Da sich nun die Momente ändern, so muß sich auch die Geschw. ändern, und wir wollen nun untersuchen, für welchen Werth von φ, ω ein Max. oder Minimum erreicht. So lange:

$Pr\sin\varphi + Pr\cos\varphi < Qr$, so lange nimmt ω ab
Wird $Pr\sin\varphi + Pr\cos\varphi > Qr$, so nimmt ω zu.
Wir haben also für die Abnahme von ω:

$\frac{\pi}{4}Qr\sin\varphi + \frac{\pi}{4}Qr\cos\varphi < Qr$ od. $\frac{\pi}{4}(\sin\varphi + \cos\varphi) < 1$

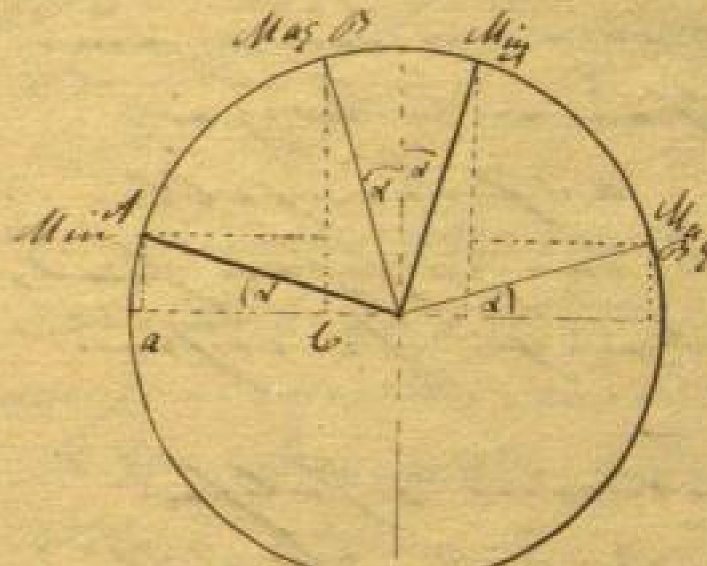
und für die Zunahme

$\frac{\pi}{4}(\sin\varphi + \cos\varphi) > 1$ Für das Max. u. Min. von ω muß aber sein müssen: $\sin\varphi + \cos\varphi = \frac{4}{\pi}$ od.

$(\sin\varphi + \cos\varphi)^2 = \left(\frac{4}{\pi}\right)^2$ $\quad \sin^2\varphi + 2\sin\varphi\cos\varphi + \cos^2\varphi = \left(\frac{4}{\pi}\right)^2$

$1 + \sin 2\varphi = \left(\frac{\pi}{\pi}\right)^2$ $\quad \sin 2\varphi = \left(\frac{4}{\pi}\right)^2 - 1$ $\quad 2\varphi = \begin{cases}38^\circ\\180-38^\circ\end{cases}$ $\quad \varphi = \begin{cases}19^\circ\\180-19^\circ\end{cases}$

Ist α der specielle Werth von C, welchen wir nun gefunden, so sehen wir aus der Fig., dass in der Stellung AA der Kurbeln C ein Minimum, u. bei der Stellung BB ein Maximum erreicht.



Die Wirkung der beiden Massen über den Weg ab, od. um von A nach B zu gelangen ist aber gleich gross; daher haben wir

Da: $ab = r\cos\alpha - r\sin\alpha = r(\cos\alpha - \sin\alpha)$

$$2Pr(\cos\alpha - \sin\alpha) - Qr\left(\frac{\pi}{2} - 2\alpha\right) = \frac{1}{2g}GR^2C^2 - \frac{1}{2g}GR^2c^2$$

wo C u. c die vorigen Bedeutungen haben.

$$2\frac{\pi}{4}Qr(\cos\alpha - \sin\alpha) - Qr\left(\frac{\pi}{4} - 2\alpha\right) = \frac{1}{2g}GR^2(C^2 - c^2)$$

$$Qr\left(\frac{\pi}{2}(\cos\alpha - \sin\alpha) - \left(\frac{\pi}{4} - 2\alpha\right)\right) = \frac{1}{2g}GR^2(C^2 - c^2)$$

Ist nun ε die mittlere Geschw. so ist

$$\varepsilon = \frac{C+c}{2} \qquad C - c = \frac{\varepsilon}{i}$$

$$C^2 - c^2 = \frac{2\varepsilon^2}{i} \quad \text{u.} \quad \frac{1}{2g}GR^2\frac{2\varepsilon^2}{i} = Qr\left(\frac{\pi}{2}(\cos\alpha - \sin\alpha) - \left(\frac{\pi}{4} - 2\alpha\right)\right)$$

umgeformt

$$GR^2 = g\left\{\frac{\pi}{2}(\cos\alpha - \sin\alpha) - \left(\frac{\pi}{4} - 2\alpha\right)\right\}\frac{i}{\varepsilon^2}Qr$$

$\frac{Qr}{\varepsilon^2}$ kann man jetzt gerade so wie frühere Ausdrücke u. wir erhalten eine Formel.

$GR^2 = B\frac{iN}{n^3}$ wo aber jetzt B $\frac{1}{10}$ von dem früheren Werth.

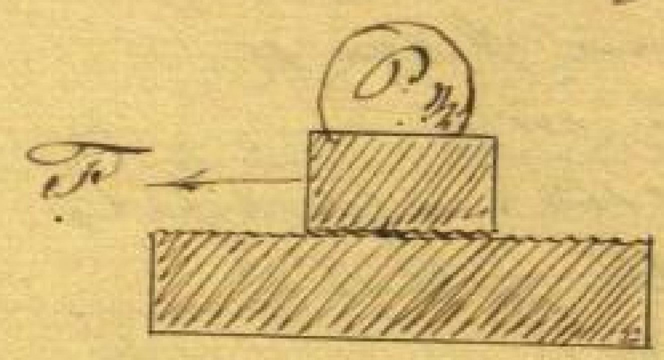
{Auch in der Formel in der Resultate S. 210 gilt es, nur statt 4647, 465 also $\frac{1}{10}$ davon.}

Man ist leicht zu begreifen, welchen Vortheil eine solche Doppelcurbelsche Maschine gewährt. Man braucht blos $\frac{1}{10}$ Schwungmasse eines für Einzylinder. Und dazu kommt noch, dass im Allgemeinen diese Maschinen schneller laufen.

Wir verlassen nun diesen Gegenstand der Geometrie der Maschinentheile und gehen zu der Bestimmung einiger Widerstände über, die der Bewegung der Theile entgegenwirken, zu der Bestimmung der Reibungswiderstände, die ja bei jeder zu bauenden Maschine zu berücksichtigen sind.

Von dem Reibungswiderstande.

Wir können uns leicht vorstellen, daß wenn wir einen noch so gut abgedrehten od. abgeschliffenen Körper mit einem Mikroskop betrachten, auf demselben noch eine Menge kleiner Unebenheiten zu sehen sind. Die von der Unvollkommenheit der Werkzeuge herrühren, und die seine Zähchen zeigen.



Denken wir uns nun einen solchen Körper auf einem andern gedrückt durch ein Gewicht P, so kommt es darauf an, die Kraft zu kennen, welche man anwenden muß um ihn übereinander zu verschieben. Das drückt dann die Größe der Reibung aus. Diese Größe kann natürlich auf theoretischem Wege nicht ermittelt werden. Sie läßt sich nur auf dem Wege der Versuche bestimmen. Und deren sind aber schon sehr viele gemacht worden. Coulomb war der erste, der sie anstellte.

Er stellte zuerst die Sätze auf:

1. Die Kraft F ist unabhängig von der Größe der reibenden Flächen.
2. Der Reibungsbetrag bleibt ganz derselbe, ob die Bewegung langsam oder schnell vor sich geht.
3. Der Widerstand F wächst sich aber nach dem Druck P und ist bei 2 best. Körper von bestimmtem Material dem Druck proportional. d. h. wenn f der Reibungswiderstand und Druck bei einem Druck = 1 ist, so ist

$$F = P \cdot f \quad u. \quad f = \frac{F}{P}$$

Da diese Versuche mit sehr unvollkommenen Vorrichtungen vorgenommen wurden, so zweifelte man noch immer an den aufgestellten Regeln.

Morin hat nun vor etwa 10 Jahren diese Versuche abermals mit einer äußersten Genauigkeit angestellt, fand genauere Werthe von f für verschiedene Körper, allein die Gesetze bestätigten sich ganz u. gar.

In den Resultaten sind 3 Tabellen 104, 105 u. 106 dafür angegeben.

Tab 104 u. 105 gilt. bezieht sich auf fortschreitende Bewegung

104. Gilt nur den Widerstand, wenn 2 Körper längere Zeit

im Contact mit einander waren u. sollen nun herumzuwenden.
105. wenn die Körper schon in Bewegung sind.
106. bezieht sich auf drehende Bewegung, gilt und also die Reibung der Zapfen u. Wellen in ihren Lagern.
Die Reibung hängt auch besonders ab, von der Schmiere, die zwischen die reibenden Flächen gebracht wird.
Bei Holz auf Holz ist es am besten trockene Schmieren anzuwenden, wie Seife u. Graphit (Reißblei)
Bei Metallen Schmieren besser am besten aus Ölen, besonders gut ist süßes Mandelöhl
Die beste Art der Ölung besteht darin einen fortwährenden Ölstrom zwischen den reibenden Flächen zu erhalten. Dadurch wird die gebrauchte Schmiere weggeschwemmt und die Flächen kühl erhalten.

Will man die Wirkungsfähigkeit wissen, die zur Überwindung einer Reibung nöthig, so hat man, wenn W diese gesuchte Wirkungsfähigkeit bedeutet & der Weg durch den die Reibung zu überwinden ist.

$$W = F S' = f P S$$

oder der Effect d. i. W während 1 Sec $= e$

$$e = F v = f P v,$$ wenn v die Geschwindigkeit ist, mit der die Reibung überwunden werden soll

Man will gewöhnlich das Verhältniß der Reibung zur Kraft einer Maschine wissen daher setzt man
wenn E Nutzeffect einer Maschine
K die Kraft die auf den Receptor wirkt
V die mittlere Geschw. des Receptors

$$E = KV \quad \text{und also} \quad \frac{e}{E} = f\frac{Pv}{KV} = f\left(\frac{P}{K}\right)\left(\frac{v}{V}\right)$$

Will man wissen, mit welcher Kraft an einem Ort einer Maschine gewirkt werden muß, um an einem andern Ort eine Reibung zu überwinden, so hat man: Wenn z. B. bei B mit einer Geschw. V eine Kraft K wirken muß um bei A eine Reibung $F = fP$ mit einer Geschw. v zu überwinden

B ——— A

$$KV = fPv \quad \text{od.} \quad K = f P \frac{v}{V}$$

Bei der Reibung haben wir nun noch 2 wichtige Dinge zu sprechen, die mit den reibenden Flächen vorgehen, nämlich:

1. Von der Abnutzung $\Big\}$ durch die Reibung.
2. Von der Erhitzung

Die Abnutzung ist einfach dadurch zu erklären, dass aber die Unebenheiten der einen Fläche, die der andern auf die Seite zu drücken suchen, und wenn diese sich nicht biegen, von der ersteren mitgerissen werden. Die Abnutzung wird sich im Allgemeinen ganz nach der Kraft richten, mit welcher die 2 Körper aufeinander gepresst werden.

Werden die Zähne der einen Körper, durch die der andern eben gebogen, damit sie sich übereinander verschieben können, so werden diese Zähne, wenn sie wieder losgelassen werden, zurückschnellen, u. mehrmalige Male hin u. her schwingen, wodurch Vibrationen in den Körpern entstehen, die aber um so stärker sind, je schneller die Bewegung vor sich geht u. je grösser die pressende Kraft ist. Denken wir uns nun diese Körper mit Aether durchdrungen, so wird auch dieser mit vibriren. Die Hitze ist aber der eigenthümliche intensive Zustand der Vibration der Aethers. Hierdurch, was freilich blos eine Hypothese ist, lässt sich das Erhitzen der Körper bei der Reibung erklären.

Effectverlust bei liegenden Zapfen od. Wellen durch die Reibung.

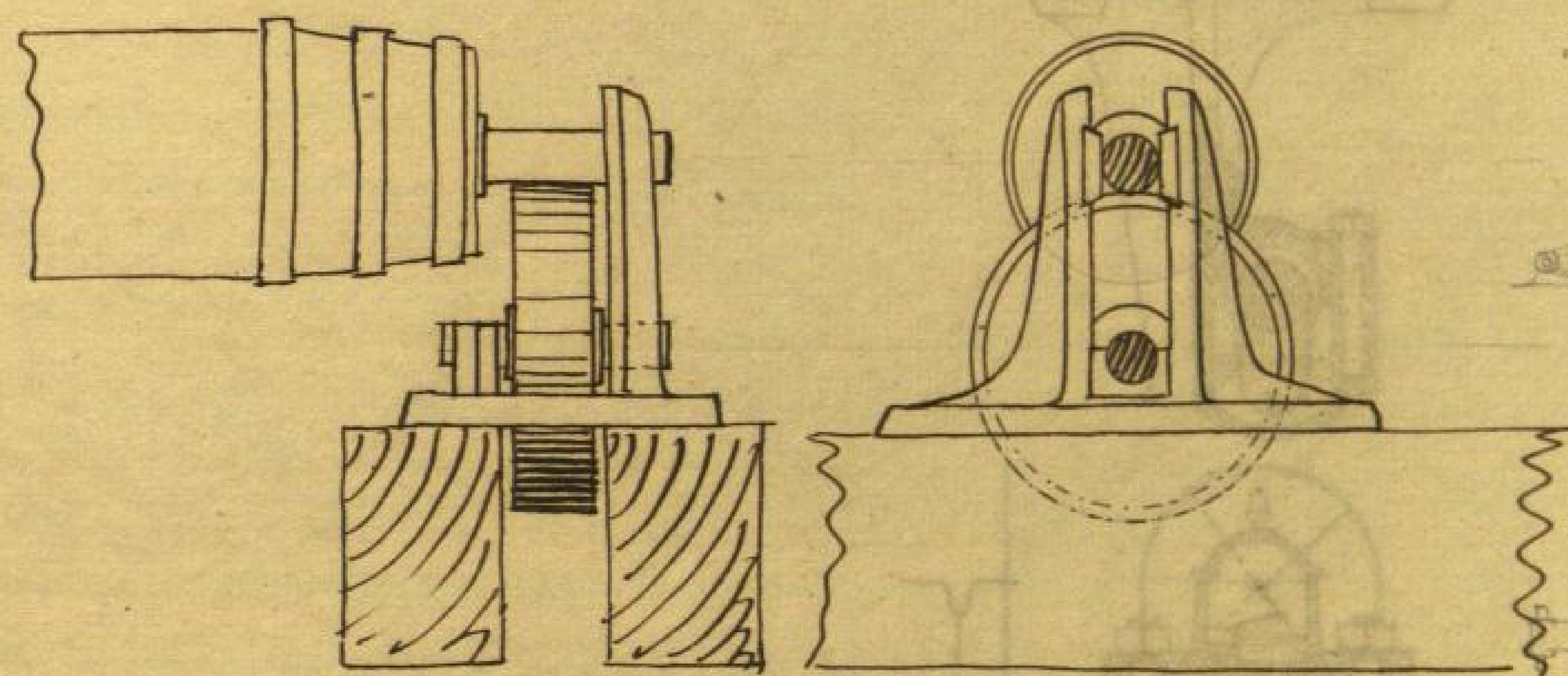
Ist d der Durchmesser der Zapfen in Cent.
P der Druck des Zapfens gegen die Pfanne
f der Reibungscoefficient
e der gesuchte Effectverlust in Km
n die Anzahl der Umdrehungen p. M.
v die Geschw. am Umfang der Zapfen, so ist

$$e = Pfv \qquad v = \frac{\frac{d\pi}{100} \cdot n}{60} \quad \text{folgt } e = \frac{Pf\,d\,n\,\pi}{6000}$$

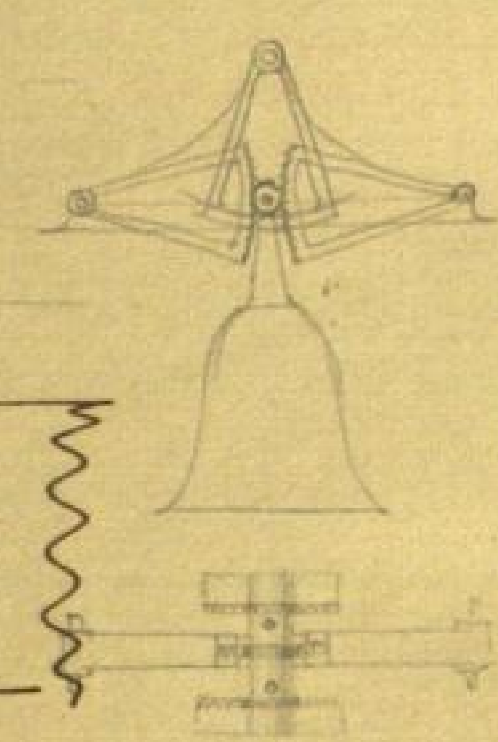
$$e = \frac{n\,d\,P\,f}{1910} \text{ Kilgm.}$$

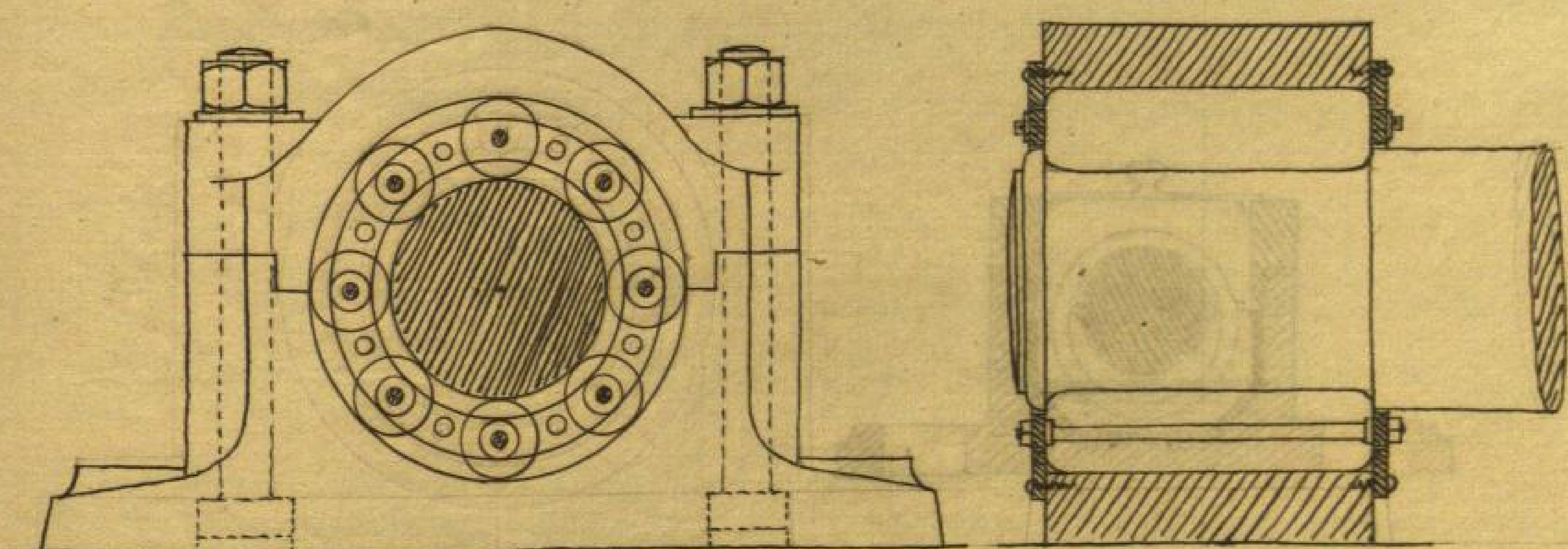
Nehmen wir z.B. für ein Wasserrad von 60 Pferd

Antifrictionslager für fliegende Zapfen.

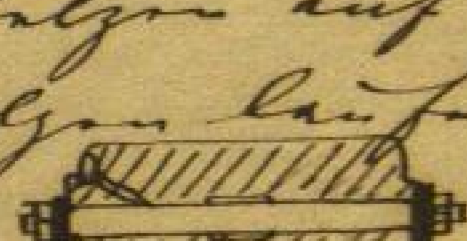


Glocken-Lager





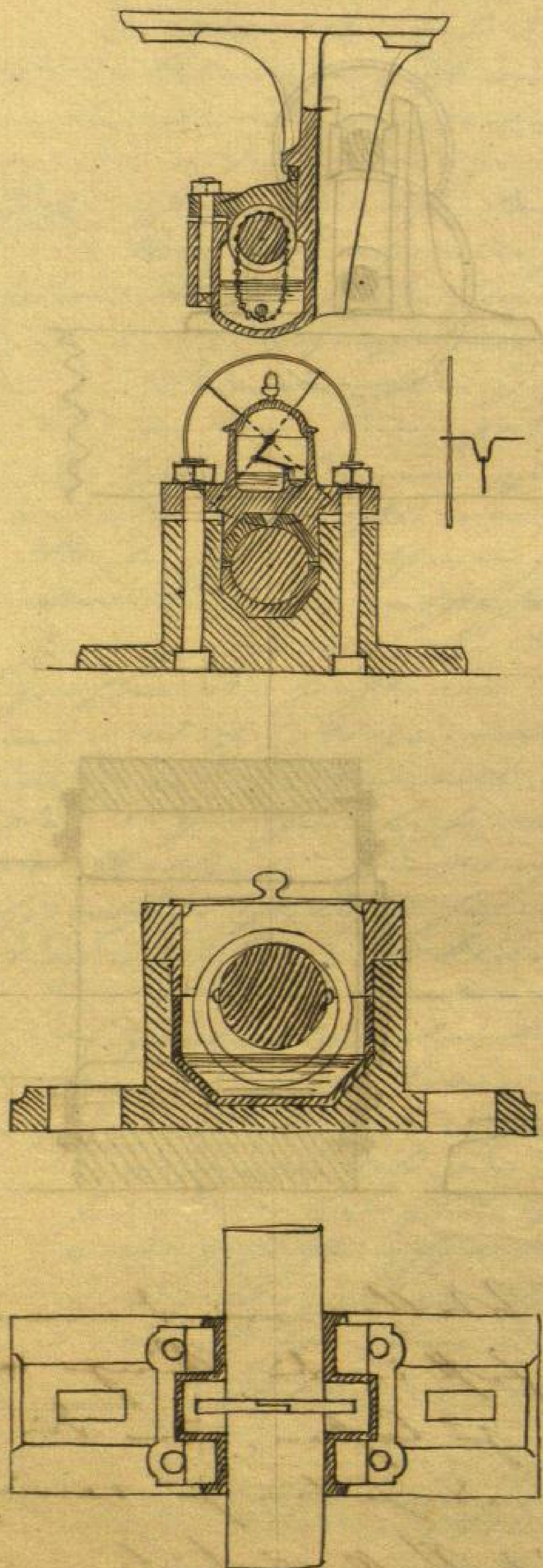
Bei schnelllaufenden Wellen wird man gut thun die Walzen auf fest in die Ringe ein-
geschraubten Bolzen laufen zu lassen, um die
Abnützung



derselben zu verringern.
Walzen und Bolzen sind aus Stahl zu verfertigen.

Lager

mit continuirlicher Oelung.



Stehende Wellenzapfen

Bei stehenden Wellzapfen die einem grossen Vertical druck und kleinem Seitendruck ausgesetzt sind, wie dies z.B. bei Drehscheiben, Königsbäumen etc vorkommt ist darauf zu sehen dass der Druck des Zapfens in der Pfanne per □ cmt eine gewisse Grenze nicht überschreite, da sonst das Oel zwischen den Flächen herausgepresst wird und diese sich gegenseitig anfressen, aufrauhen und dadurch die Reibung beträchtlich vermehren und den Zapfen bald zerstören.

Tredgold gibt den noch zulässigen Druck (p) per □ cmt eines verticalen Zapfens in seine Pfanne

für Eisen auf Rothguss = 100 Kilo
für Stahl auf Stahl = 466 " an.

Gendry gibt 25 bis 30 Kilo pro □ cmt an.

Darnach würde z.B. ein Drehscheibenzapfen für eine Belastung von 25000 Kilo

für Schmiedeeisen auf Messing $\frac{25000}{100} = 250$ □ cmt

oder $d = 16$ cmt werden.

und für Gussstahl auf Stahl $\frac{25000}{466}$ □ cmt (= 7,3 cmtr Durchm.

Dieser per □ cmt zulässige Druck hängt übrigens auch noch von der Geschwindigkeit der reibenden Fläche ab. Je schneller die Flächen über einander gleiten desto leichter tritt eine Erwärmung ein, desto kleiner muss daher der Druck per □ cmt genommen werden

und von f

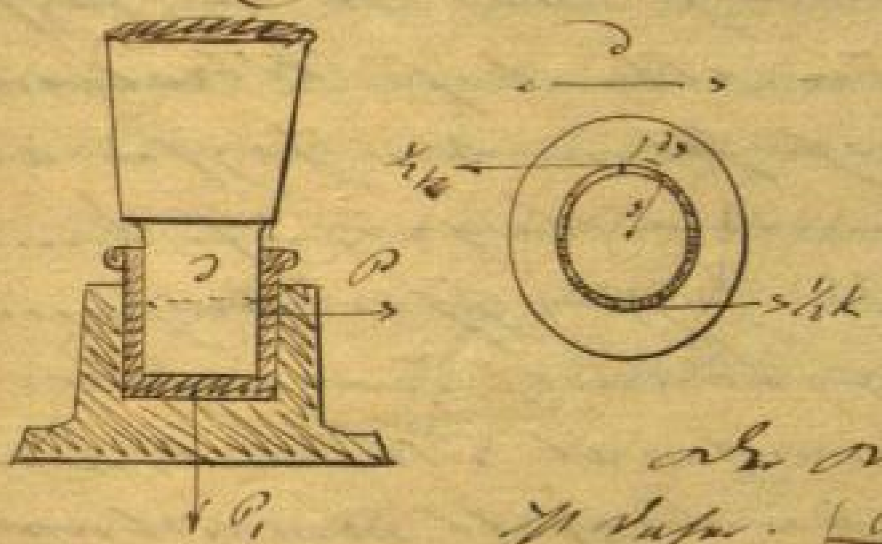
Man sollte eigentlich $p \cdot v$ constant nehmen so $P = \frac{1}{2} \cdot 60 \cdot 500 = 15000\,k.$ $n = 4$ $f = 0{,}1$

so ist $d = 0{,}18\sqrt{15000} = 0{,}18 \cdot 12{,}2 = 22$ cmt.

und $e = \frac{4 \cdot 22 \cdot 15000}{1910} \cdot 0{,}1 = 75$ Kilo $= 1$ Pferdekr.

Dieser 1 Pferd geht für einen Zapfen verloren, folglich für beide Zapfen der Gesammtverlust durch die Reibung $= 2$ Pferde. Der Effectverlust durch die Reibung beträgt also hier $\frac{2}{60} = \frac{1}{30}$ des ganzen Nutzeffectes der Maschine.

Effectverlust für stehende Wellzapfen.



Es sei P' der Druck, mit welchem der Zapfen vertical in die Pfanne, und P der Druck, mit welchem er horizontal gegen diese gepreßt wird.

Der Druck auf die Bodenfläche per □ cm ist daher $\left(\frac{P'}{\frac{d^2\pi}{4}}\right)$. Nehmen wir nun in einer Entfernung x vom Mittelpunkt des Zapfens einen sehr kleinen Fläche dx, und ist k die Kraft die man anwenden muß in der Entfernung x um die Reibung des Flächentheilchens dx zu überwinden, so ist

$$k = 2\pi x \cdot dx \cdot \frac{P_1}{\frac{d^2\pi}{4}} \cdot f \quad \text{oder}$$

$$kx = \frac{8\pi x^2\,dx\,P'f}{d^2\pi} = \frac{8P'f}{d^2}\,x^2\,dx$$

Integrirt man jetzt von $x = 0$ bis $x = \frac{1}{2}d$ so findet man die Gesammtreibung auf der Bodenfläche

$$\int_{x=0}^{x=\frac{1}{2}d} kx = \frac{8P_1 f}{d^2} \cdot \frac{x^3}{3}\Big|_{x=0}^{x=\frac{1}{2}d} = \frac{2}{3}P_1 f\frac{d}{2} \quad \text{od:}$$

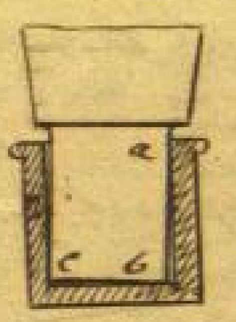
$$F\frac{d}{2} = \frac{2}{3}P_1 f\frac{d}{2} \qquad F = \frac{2}{3}P_1 f$$

Die Reibung am Umfang des Zapfens ist aber $= Pf$

folglich Gesammtreibung des Zapfens $F = f(P + \frac{2}{3}P_1)$

und $e = \frac{n\,d\,f}{1910}\left(P + \frac{2}{3}P_1\right) =$ Effectverlust.

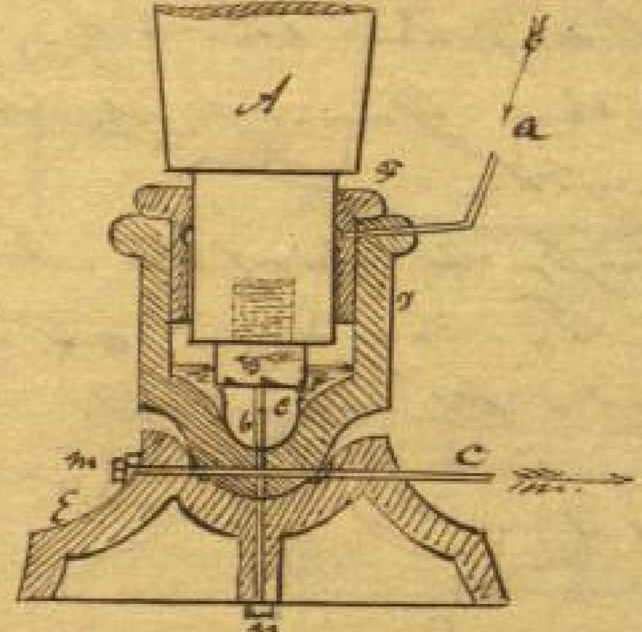
Bei einer Turbine von 100 Pferd absoluten Effect erhält man aber bloß 80 Pferde reinen Effect, vorausgesetzt, daß die Maschine vorzüglich gebaut ist. Diese 20 Pferde die hier verloren gehen, können aber unmöglich alle zur Ueberwindung der Reibung dienlich sein, denn sonst müßte ja der Zapfen in einigen Stunden schon gänzlich abgelaufen sein. Diese 20 Pferde bringen gerade die furchtbaren Vibrationen hervor, die bei solchen colossalen Turbinen vorkommen. Das Wasser wirkt nämlich bei aller Sorgfalt, dennoch stoßweise auf die Turbine, dadurch entstehen Vibrationen, die zur Hälfte in den Zapfen und zur Hälfte in die Transmission hinaus gehen. Ist nun die Fläche mit der der Zapfen aufliegt nicht groß genug, um alle diese Vibrationen durchzulassen, so sammeln diese sich in dem Zapfen an, reißen ihn hinüber u. hinüber in dem Lager, ich kenne es, daß bei solchen Maschinen der Zapfen schon ~~kurz~~ nach einiger Zeit sehr bald ausläuft. Dazu kommt nun noch der

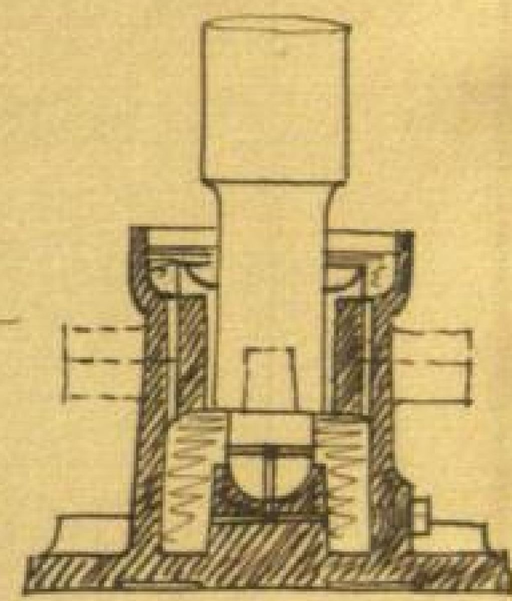


Umstand, daß es manchmal vorkommt, wenn nicht mit der äußersten Sorgfalt montirt worden ist, daß die Zapfen nicht mit ihrer ganzen Grundfläche aufliegen, wodurch der Druck auf eine kleinere Fläche concentrirt wird und die Abnutzung an dieser Fläche dann natürlich eine so größere ist, ferner auch durch die dadurch entstehenden Vibrationen. Die 3 Anlagen der Wellen abc, werden daher furchtbar mitgenommen, so daß nach kurzer der Zapfen nicht mehr zu brauchen ist.
Um diesen Umständen abzuhelfen hat man folgendes Mittel.

Ich wurde schon früher, wo von der Zapfenlage die Rede war, eine Zeichnung eines Kugellagers für einen liegenden Zapfen angegeben (Heft. 4)
Dadurch ist es möglich geworden die Zapfen ihrer ganzen Länge nach vollkommen aufliegen zu machen. Auch ist es dadurch möglich die Vibrationsableitungsfläche so groß ~~[illegible]~~ zu machen als man nur immer will, denn es ist bei dieser Anordnung dasselbe, ob der Zapfen lang od. kurz ist, da er doch an allen Punkten aufliegt. Für stehende Wellzapfen wie sie aber bei Turbinen vorkommen, hat Pr. Redtenbacher

folgende Construction angeordnet:

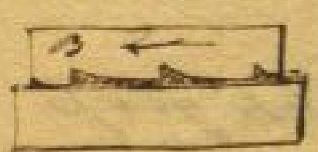




A ist die stehende Welle mit dem Zapfen. B ist ein eigenes Stück, entweder Stahl oder Messing, das an den Zapfen angeschraubt wird. C ist wieder entweder Messing od. Stahl. D ist eine gewöhnliche Büchse von Messing.

Das Stück C ist kugelförmig abgedreht, so daß es den Stoß aufheben kann, damit B völlig aufsitzt. Das Ganze Lager D steht wieder unten kugelig abgedreht u. steht auf einer Platte E. Durch diese Vorrichtung ist es dem Zapfen möglich immer völlig an und aufzuliegen, wenn auch ein kleiner Fehler in der Montirung ist.

Es ist noch nicht ausgemacht ~~entschieden~~, welches ~~ob es~~ besser ist, wenn man B ~~aus~~ aus Messing ~~und~~ C aus Stahl macht od. umgekehrt. Wahrscheinlich ist es jedoch besser, wenn man B aus Messing macht u. C aus Stahl, weil B der laufende, also auch das angreifende ist.

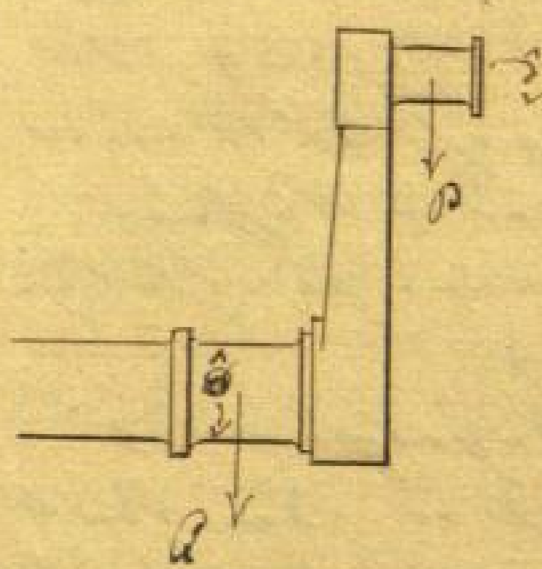


B hat auf seiner Unterseite Furchen, die dazu dienen, das Öl immer auf der Fläche zu vertheilen. Die Anordnung aber ist für einen laufenden Ölstrom angeordnet. Bei a tritt das Öl aus dem Ölbehälter ~~in~~ nach einer in F befindlichen ringförmigen Höhlung, aus dieser läuft es in einigen Furchen, die ebenfalls in F eingefeilt sind herunter; dadurch wird der Zapfen immer in Öl gehalten.
Unten gelangt es ~~also~~ zwischen die Flächen B u. C und von da in die Röhre b und läuft bei c wieder ab. Die Röhrchen bei c sind nach beiden Seiten m u. n hin verlängert, damit man sie ausputzen kann. Sie sind jedoch, während der Ölung zugeschraubt bei m u. n. Auch hier kann man die Ablaufsfläche F u. B u. C so groß machen, als man nur will und dadurch den Vibrationen einen Weg ins Freie verschaffen.

Effectverlust durch die Reibung bei Turbinen

Bei den Turbinen kommen 2 Reibungen in Betracht,

1. Die am Umfang der Kurbelzapfen u. dann die am Umfang des Halses D der Welle, die theilweise von dem Druck auf den Kurbelzapfen, u. theilweise von dem Gewicht der Welle u. der Kurbel herrührt.

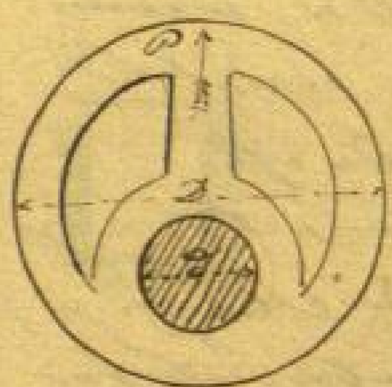


Der Effectverlust, der durch die Kraft P herrührt am Kurbelzapfen als auch am Halse bemerkbar wird ist:

$$e = \frac{P f n}{1910}\,(D + d)$$

Der Druck P, ist, wie man sich leicht überzeugt variabel u. deshalb auch der Druck Q, man muß daher, um e genau zu erhalten, für P ~~[illegible]~~ mehrere Werthe nehmen u. das arithm. Mittel nehmen, u. diesen so gefundenen Mittelwerth in die Gl. einführen.

Der Effectverlust bei den Excentrischen Scheiben ist:



$$e = \frac{P f n D}{1910}.$$

Man sieht schon hieraus, wie sehr groß der Verlust ist im Vergleich zu den Kurbelzapfen. Allein etwas spricht dennoch für die Excentrischen Scheiben, nämlich daß sie sich nicht schnell abnützen, da der ganze Druck auf eine sehr große Fläche vertheilt ist.

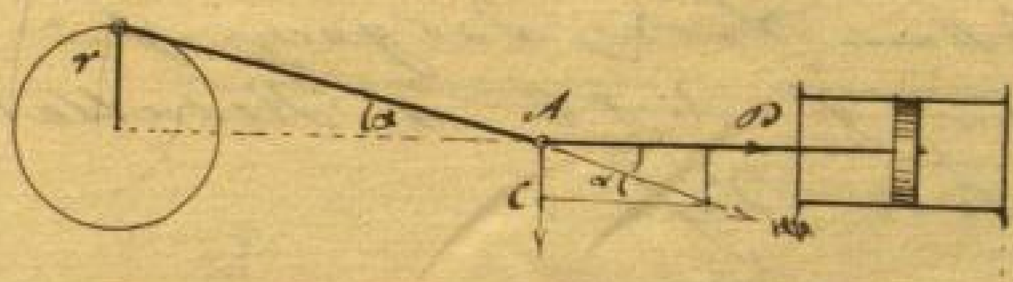
Effectverlust bei Oscillirenden Zapfen.

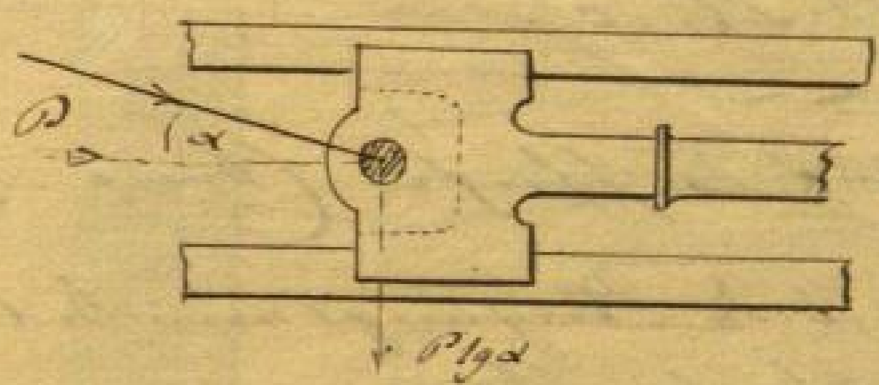
Wenn sich ein Zapfen nie ganz herum, sondern macht er immer blos eine Drehung hin u. her, wie dies z. B. ~~[illegible]~~ bei Hebeln vorkommt, so ist der Effectverlust, wenn der Oscillationswinkel α ist:

$$e = \frac{P f n d}{1910}\,\frac{\alpha^{\circ}}{180^{\circ}},$$ wenn α in Graden ausgedrückt ist. Von Wichtigkeit kann er blos dann nur sein, wenn die Bewegung ungeheuer schnell erfolgt.

Arbeitsverlust durch gleitende Reibung.

Es sei P die Kraft, mit welcher eine Kolbenstange geschoben wird. α der veränderliche Winkel, den die Schubstange mit der Richtung der Führung macht. Dann ist die Reibung erzeugende Kraft, die normal auf die Führung wirkt





$AC = P \, tg\, \alpha$

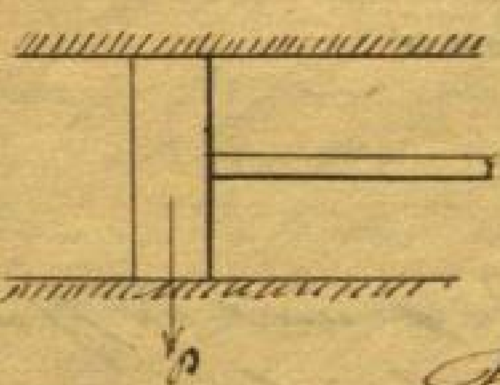
und also die Kraft F die man an der Kurbel anwenden müssen, diese Reibung zu überwinden d. h. mittlerer Reibungswiderstand

$$F = \frac{2r}{2\pi C} \int^{\pi} f P \, tg\, \alpha \, d\alpha$$

Oder wenn v die Geschw. ist, mit der die Reibg. bei A überwunden werden soll

Der Arbeitsverlust $e = \frac{v}{\pi} \int_0^{\pi} f P \, tg\, \alpha \, d\alpha$

Arbeitsverlust durch Kolbenreibung.

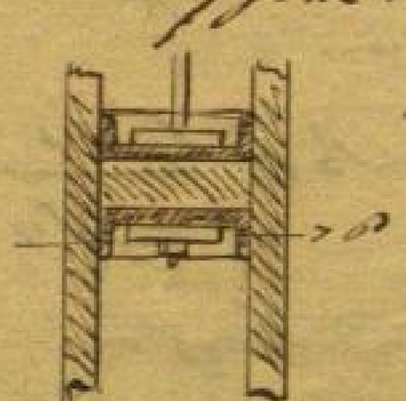


Ist P die Kraft, die den Kolben normal an die Cylinderwand angreift, so ist

$e = P f v.$

Natürlich ist dann P f für jeden Kolben anders. Bei Wasserkolben ist es ein anderes, als bei Dampfkolben etc.

Beispiel: Man habe einen Kolben wie Figura zeigt für eine Pump- u. Dichtringe.



Es sei H die Höhe der Wassersäule, die der Kolben zu heben hat, wenn [illegible] B die Berührungsfläche der Liederung mit der Röhre, so ist:

$1000 \, B H = P$, und wenn v die Geschw.

ist, mit der, der Kolben spielt, der Effectverlust

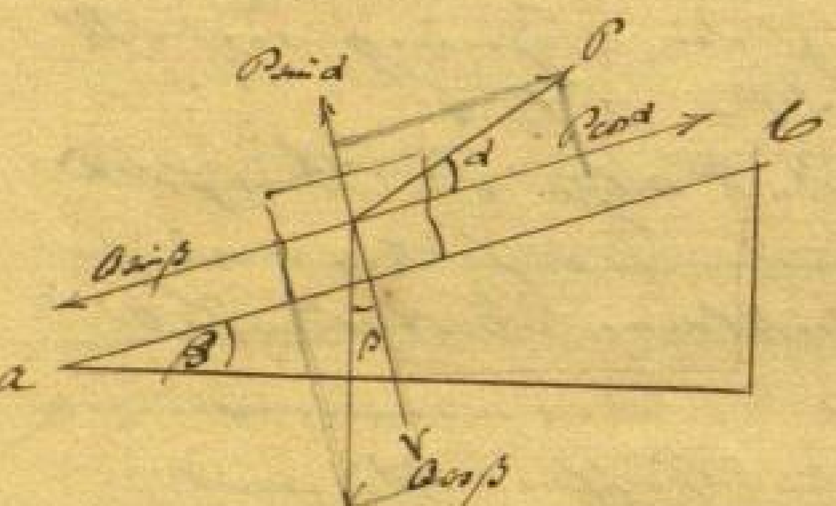
$$e = 1000\, B\, H\, f\, v.$$

Die Liderung ist von fettem Leder, das ganz im Wasser folgt, finden wir f. S. 86 d. Resultate

$f = 0{,}23$ Wir haben daher

$$e = 1000 \cdot 0{,}23 \cdot B \cdot H \cdot v.$$

Von der Reibung auf der schiefen Ebene.



Es sei β der Neigungswinkel einer schiefen Ebene. Das Gewicht eines darauf befindlichen Körpers = Q, der Reibungscoefficient = f. P die Kraft die erforderlich ist um den Körper längs der schiefen Ebene hinaufzuziehen. Dann ist: Die Kraft die Reibung verursacht, d. h. die normal auf ab ist: $Q\cos\beta - P\sin\alpha$ u. also

$$F = (Q\cos\beta - P\sin\alpha)\, f$$

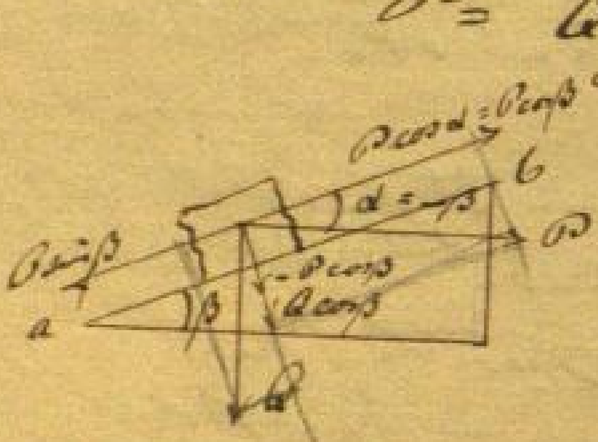
Wenn aber der Körper hinaufgeschoben werden soll, muß sein

$$Q\sin\beta + Q(\cos\beta - P\sin\alpha) f = P\cos\alpha$$

$$\text{od. } P = Q\,\frac{f\cos\beta + \sin\beta}{\cos\alpha + f\sin\alpha}$$

Ist $\alpha = 0$, d. h. wirkt man die Kraft direkt mit der schiefen Ebene wirken muß um den Körper hinaufzubringen, so ist

$$P = Q \cdot (f\cos\beta + \sin\beta)$$



Ist $\alpha = -\beta$ d. h. wirkt man die Kraft direkt mit dem Horizont wirken muß um Q zu heben, so hat man

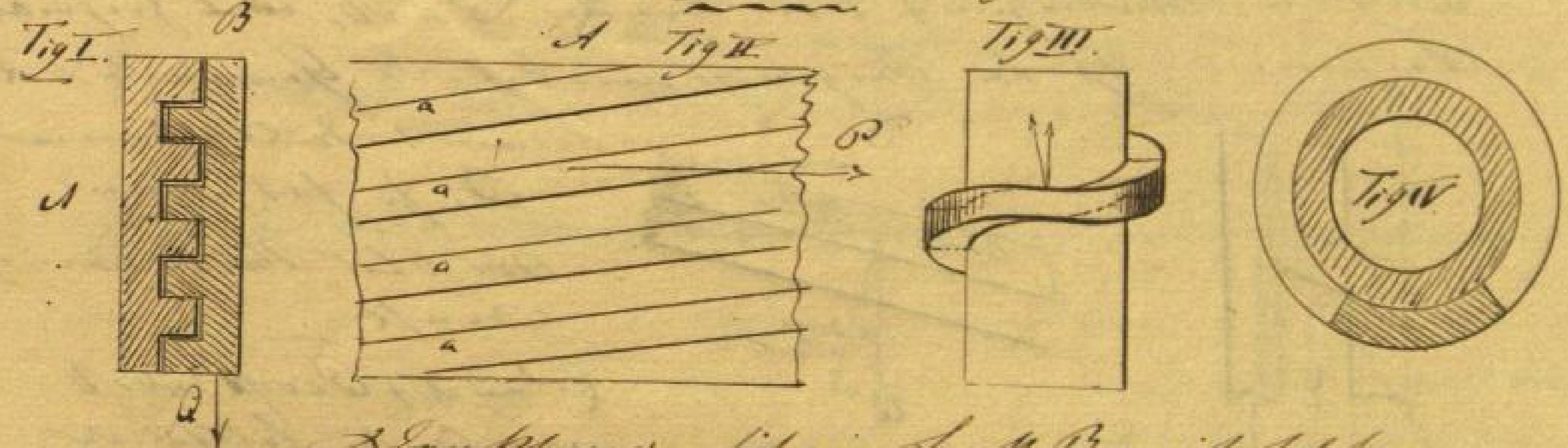
$$P = Q \cdot \frac{\sin\beta + f\cos\beta}{\cos\beta - f\sin\beta} \qquad P = Q\,\frac{tg\beta + f}{1 - f\,tg\beta}$$

Ist p die Kraft, die nothwendig ist, um den Körper gerade vor dem Herunterglitschen zu schützen, so hat man, wenn α wieder der Winkel ist, den p mit ab macht,

$$p \cos\alpha + (Q\cos\beta - P\sin\alpha) f = Q\sin\beta.$$

$$\text{od: } p = Q\,\frac{\sin\beta - f\cos\beta}{\cos\alpha - f\sin\alpha}.$$

Reibung bei der Schraube.



Denkt man sich ein Brett B mit solchen schiefen Leisten a Fig I u. II und ein ebenes Brett A mit eben solchen Leisten, die in die Vertiefungen zwischen a von B passen. Und sei nun B mit einem Gewicht Q belastet, so u. man frägt wie groß muss eine horizontale Kraft an P od. A, [illegible] an A ziehen, um B mit Q längst der Leisten zu schieben, so sieht man leicht, dass dies ganz derselbe Fall, wie der vorletzte, den wir bei der schiefen Ebene betrachtet haben, nur ist hier die Reibungsfläche größer, was ja, wie wir früher gesehen keinen Einfluss auf die Größe der Reibung hat. Denken wir uns nun ~~...~~ B so zusammengebogen, dass sie einen Cylinder bildet, (Fig III u. IV) der äußere Schraubengänge hat, und denken wir uns A ebenso um B herumgebogen, so bildet B eine Schraubenspindel u. A die Mutter. Und nun begreifen wir, dass noch Alles dasselbe geblieben ist: dass wir also haben für eine Schraube mit flachem Gewinde

$$P = Q\,\frac{\operatorname{tg}\alpha + f}{1 - f\operatorname{tg}\alpha}$$

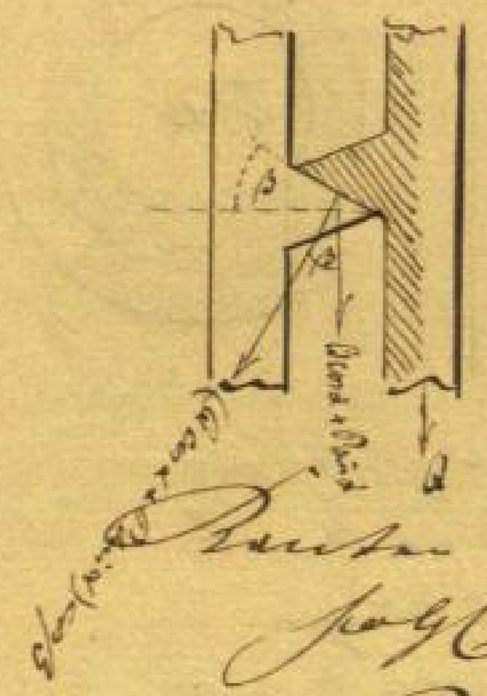
wo Q die oben bezeichnete Last u. α den Steigungswinkel der äußeren Schraubenlinie der Spindel bedeutet.

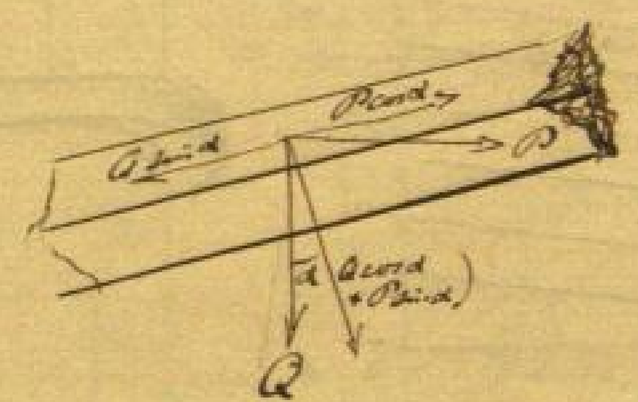
Freilich ganz genau stimmt nicht für die Schraube, weil die Neigung der inneren und äußeren Schraubenlinie (Fig III) also auch die Reibung nicht dieselbe ist, aber dies hat [illegible].

keinen praktischen Werth, u. dann beträgt die Abweichung nicht viel, deshalb übergehen wir es hier ganz.

Reibung bei der Schraube mit scharfem Gewinde.

Diese können wir uns auch wieder entstanden denken durch die Umbiegung zweier Leisten A u. B, mit prismatischem Körper. Ist der Neigungswinkel des Gewindes $= \alpha$





und die Last wieder Q, so hat man: Als blos Reibung verursachende Kraft:

$(P \sin\alpha + Q \cos\alpha) \cos\beta$

wo β die Hälfte des Kantenwinkels des Gewindes ist.

folglich $$P \cos\alpha = Q \sin\alpha + (P \sin\alpha + Q \cos\alpha) \cos\beta \cdot f$$

od. $$P = Q \frac{\sin\alpha + f \cos\alpha \cos\beta}{\cos\alpha - f \sin\alpha \cos\beta} = Q \frac{tg\,\alpha + f \cos\beta}{1 - f\, tg\,\alpha \cos\beta}.$$

Zu diesen Reibungen, bei den Schrauben, die wir jetzt betrachtet haben, kommen dann noch die Reibungen, die durch den Theil hervorgebracht werden, welcher (entw. Mutter od. Spindel) gedreht wird, gegen eine feste Widerlagsfläche.

Reibung bei der Schraube ohne Ende.

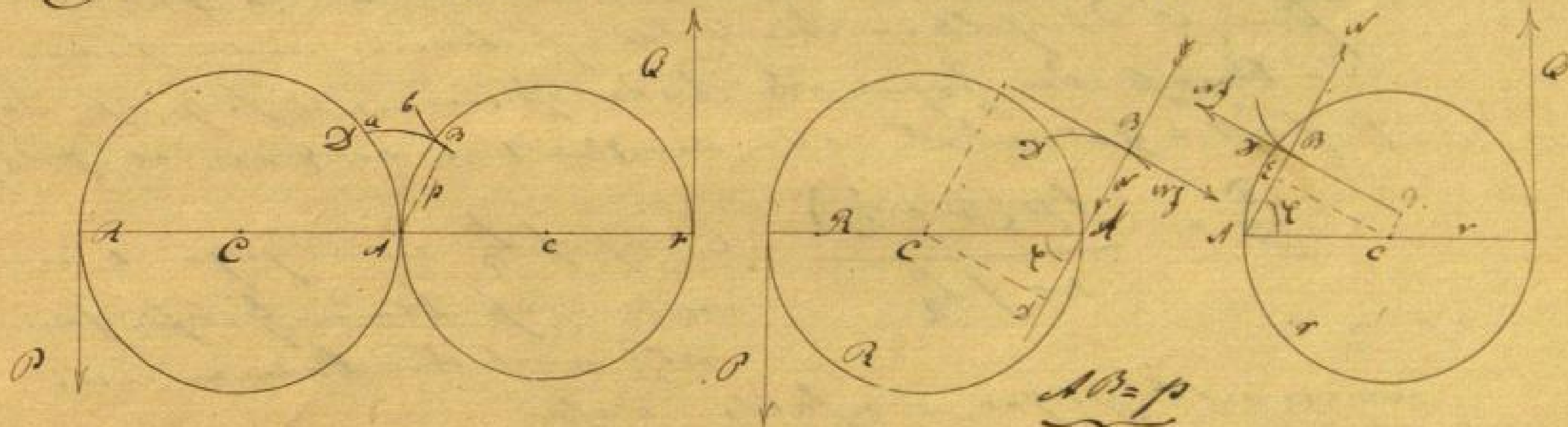
Die Zähne des Wurmrades A,

die mit der Schraube in Eingriff stehen, können wir uns als auf einer Stange liegend denken. Die Stange selbst können wir uns wieder auf eine Mutter B geschnitten denken, und so haben wir

Dieser Fall zurückgeführt auf den Fall, wenn wir ein Zündel in einer Mitte haben. Wir brauchen deßhalb für die Scheibe ohne Ende keine extra Formeln zu entwickeln, denn es gelten für sie die Formel von dem flachen Gewinde, wo alsdann Q der Widerstand bedeutet, welcher am Umfang der Räder der Bewegung entgegenwirkt.

Reibung bei Verzahnungen der Räder

Es seien a u. b 2 Zähne der Räder R u. r, P eine Kraft



$AB = p$

die bei R wirkt, u. Q ein Widerstand am Umfang von r. Es wird zwischen den 2 Zähnen ab ein gewisser Druck N, normal auf ihre Berührung, vorhanden sein. Die Reibg. wird dann $= Nf$. Und für das Gleichgewicht ~~f~~ der Kräfte, die an dem Rad R wirken hat man:

$$PR = N\,\overline{CD} + N.f.\,\overline{DB} \quad \text{or} \quad PR = N(CD + f\,DB)$$

I.) $$PR = N(R\sin\varphi + f(R\cos\varphi + p))$$

Ebenso erhält man für das Gleichgewicht der Kräfte an r

$$Qr = N.\overline{cE} - Nf\,\overline{BE},$$

II. $$Qr = N(r\sin\varphi - f(p - r\cos\varphi))$$

Dividirt man beide Gl. durcheinander, so erhält man

$$\frac{PR}{Qr} = \frac{R\sin\varphi + f(R\cos\varphi + p)}{r\sin\varphi - f(p - r\cos\varphi)} \quad \text{o.} \quad \frac{P}{Q} = \frac{\sin\varphi + f(\cos\varphi + \frac{p}{R})}{\sin\varphi - f(\frac{p}{r} - \cos\varphi)}$$

$$\frac{Q}{P} = \frac{\sin\varphi - f(\frac{p}{r} - \cos\varphi)}{\sin\varphi + f(\cos\varphi + \frac{p}{R})} \qquad 1 - \frac{Q}{P} = \frac{P - Q}{P} = 1 - \frac{\varepsilon}{h}.$$

folgt weiter:

$$\frac{P-Q}{P} = \frac{\sin\varphi + f\cos\varphi + f\frac{p}{R} - \sin\varphi - f\cos\varphi + f\frac{p}{r}}{\sin\varphi + f\left(\frac{p}{R} + \cos\varphi\right)}$$

$$\frac{P-Q}{P} = \frac{fp\left(\frac{1}{R} + \frac{1}{r}\right)}{\sin\varphi + f\cos\varphi + f\frac{p}{R}} \qquad P-Q = F \text{ (natürlich)}$$

folglich $\frac{F}{P} = \frac{fp\left(\frac{1}{r} + \frac{1}{R}\right)}{\sin\varphi + f\cos\varphi + f\frac{p}{R}}$ Diese Größe $\frac{F}{P}$ ist aber variable, denn sie hängt theils von φ theils von der Größe der Linie $AB = p$ ab. Wollen wir nun einen annähernden Durchschnittswerth, der für die Praxis denselben Werth hat, so kann man sagen: Die Anzahl der Zähne der Räder ist immer so groß, daß φ fast $= 90°$ wird od. $\sin\varphi = 1$ u. $\cos\varphi = 0$ ist daher.

$$\frac{F}{P} = \frac{fp\left(\frac{1}{r} + \frac{1}{R}\right)}{1 + f\frac{p}{R}}$$

Auch $f\frac{p}{R}$ wird gegen 1 immer nur sehr kleine Größe sein also auch das können wir vernachlässigen u. erhalten daher

$$\frac{F}{P} = fp\left(\frac{1}{r} + \frac{1}{R}\right)$$

Auch p können wir nun annähernd bestimmen. Ist g der größte Werth von p, so ist $\frac{g}{2}$ der mittlere Werth von p, und wenn F_m der mittl. Werth von F ist, so hat man: $\frac{(F_m)}{P} = f \cdot \frac{1}{2} g \left(\frac{1}{r} + \frac{1}{R}\right)$

Wie wir in der Figur sehen wird aber g sehr wenig von dem Bogen AD abweichen, wir setzen daher $g = \frac{2R\pi}{M}$, wenn M die Anzahl der Zähne von R bezeichnet.

$$\frac{(F_m)}{P} = f\frac{R\pi}{M}\left(\frac{1}{r} + \frac{1}{R}\right), \quad \frac{(F_m)}{P} = f\frac{\pi}{M}\left(\frac{R}{r} + 1\right)$$

u. $(F_m) = P \cdot \frac{\pi}{M} f\left(\frac{M}{m} + 1\right) = Pf \cdot \pi\left(\frac{1}{m} + \frac{1}{M}\right)$. (Red. S. 91.)

da sich $R : r = M : m$ (so ziemlich) verhält

Bei innerer Verzahnung setzen wir natürlich bloß R und M negativ zu nehmen u. erhalten

$$F_m = Pf \cdot \pi\left(\frac{1}{m} - \frac{1}{M}\right)$$

wo M u. m die Anzahl der Zähne von R u. r. bezeichnete.